

**VŠB - Technická Univerzita Ostrava**  
**Fakulta strojní**  
**Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení**

**Modelování sací a dopravní výšky  
čerpadla v programu Matlab-Simulink**

**Modelling of Pump Lift and Head of  
Delivery in Programme Matlab-Simulink**

**Vedoucí diplomové práce: doc. RNDr. Milada Kozubková, CSc.**

**Diplomant: Bc. Marek Kovács**

**Ostrava: 2010**

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Marek Kovács**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 16 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení  
Téma: Modelování sací a dopravní výšky čerpadla v programu Matlab  
Modelling of Pump Lift and Head of Delivery in Programme Matlab

### Zásady pro vypracování:

Blokovým přístupem definujte v obvodu s čerpadlem sací a dopravní výšku a řešte obvod s ohledem na vyloučení kavitačního jevu. K programování využijte program Matlab s toolboxy Simulink a SimHydraulics.

1. Definování problému sací a dopravní výšky čerpadla s ohledem na kavitaci.
2. Zpracování problému zadávání čerpadel v SimHydraulics.
3. Vytvoření bloků pro testování sací a dopravní výšky čerpadla v jednoduchém hydraulickém obvodu.
4. Formou menu vyřešení problému kavitace v obvodu.
5. Možnosti komplexního řešení odstranění kavitace.

### Seznam doporučené odborné literatury:

DRÁBKOVÁ, S. et al. *Mechanika tekutin*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007. 248 s. (Elearningová učebnice). ISBN 978-80-248-1508-4.

Flowmaster. User Manual. Flowmaster International LTD.-Courthouse England, 1995 549 s.

The Math Works, inc., 3 Apple Hill Drive Natick, MA 01760-2098, USA. Sim Hydraulics For Use with Simulink.

NEPRAŽ, F.; NEVRLÝ, J.; PEŇÁZ, V.; TŘETINA, K. *Modelování systémů s hydraulickými mechanismy*. Brno: BoschRexroth, 2002. 173 s.

KOZUBKOVÁ, M. *Simulace a modelování*. Ostrava : Kat. hydromechaniky a hydraul. zařízení FS VŠB-TU Ostrava, 2009, Scripta electronica. 130 s. Dostupné z internetu: <<http://www.338.vsb.cz/seznam.htm>>

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. RNDr. Milada Kozubková, CSc.**

Konzultant diplomové práce: Ing. Jana Rautová, Ph.D.

Datum zadání: 18.12.2009

Datum odevzdání: 21.05.2010



*Kozubková*

doc. RNDr. Milada Kozubková, CSc.  
*vedoucí katedry*

*Farana*

prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
*děkan fakulty*

**Prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....

.....

podpis studenta

**Prohlašuji, že**

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č.121/2000 Sb. - autorský zákon, zejména §35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 - školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- было́ сже́днано, že s VŠB - TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- было́ сже́днано, že užít své dílo - bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o veřejných školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě .....

.....

podpis studenta

**Adresa trvalého pobytu :**

Havířov  
736 01, (Okres Karviná)

## ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

KOVÁCS, M. *Modelování sací a dopravní výšky čerpadla v programu Matlab*. Ostrava: Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení-338 VŠB-TUO, 2010. 61 s. Diplomová práce, vedoucí: doc. RNDr. Milada Kozubková, CSc.

Cílem diplomové práce je zjištění, při jakých podmínkách na sacím potrubí měřeném obvodu, začne vznikat kavitace. Sestavení tohoto hydraulického obvodu v programu Matlab-Simulink(SimHydraulics) tak, aby se výsledky co nejvíce podobaly výsledkům z reálného měření. Navíc do obvodu vytvořeného v programu Matlab-Simulink(SimHydraulics) zakomponovat signalizační a informační část, která nám bude přítomnost kavitace signalizovat, ale zároveň i nabídne řešení, jak kavitaci odstranit. Závěrem je zhodnocení výsledků z měření na hydraulickém obvodu a výsledků z obvodu simulovaného v programu Matlab-Simulink(SimHydraulics).

## ANNOTATION OF THESIS

KOVÁCS, M. *Modelling of Pump Lift and Head of Delivery in Programme Matlab Simulink*. Ostrava : Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipment, Technical University of Ostrava, 2010. 61 p. Thesis, head: doc. RNDr. Milada Kozubková, CSc.

The purpose of the thesis is the detection of that when and under what conditions on inlet pipe of measured circuit start rising a cavitation. Compile this hydraulics circuit in software Matlab-Simulink(SimHydraulics) that the results were as much as possible to results which were measured. In addition in the circuit compiled in software Matlab-Simulink(SimHydraulics) insert a signalization and information part, which were signalize inherence of cavitation and at the same time inform how to cavitation eliminate. In fine is estimation of measured results on hydraulic circuit and results measured in software Matlab-Simulink(SimHydraulics).

## **Poděkování**

Považuji za svou milou povinnost poděkovat paní doc. RNDr. Miladě Kozubkové, CSc., za odborné a organizační vedení při zpracování této práce.

**Obsah**

1) Úvod.....	12
2) Druhy čerpadel.....	13
2.1 Teorie čerpadel.....	13
2.2 Druhy čerpadel.....	15
3) Sací a dopravní výška čerpadel.....	16
3.1 Sací výška.....	17
3.2 Dopravní výška.....	19
4) Kavitace.....	20
4.1 Kavitační jev.....	20
4.2 Kavitace v clonách a ventilech.....	21
4.3 Kavitační eroze.....	24
4.4 Detekce kavitace.....	26
5) Druhy hydraulických kapalin.....	30
6) Možnosti zadávání čerpadel v programu Matlab-Simulink.....	31
6.1 Úvod do programu Matlab-Simulink(SimHydraulics).....	31
6.2 Zadávání čerpadel v programu Matlab-Simulink(SimHydraulics).....	32
6.2.1 Neregulační rotační čerpadlo.....	33
6.2.2 Regulační, rotační čerpadlo s kompenzací na konstantní tlak.....	34
6.2.3 Odstředivé čerpadlo.....	34
6.2.4 Regulační, reversační, rotační čerpadlo.....	35
7) Simulace sací výšky.....	36
7.1 Výsledky simulace.....	40
8) Řešení hydraulického obvodu s kavitací.....	42
8.1 Úvod.....	42
8.2 Popis měřeného obvodu.....	43
8.3 Laboratorní měření.....	45
8.4 Vytvoření hydraulického obvodu v programu Matlab Simulink(SimHydraulics).....	46
8.5 Popis použitých prvků v obvodu.....	50
8.6 Nastavení numerických parametrů simulace.....	55
8.7 Start a průběh simulace.....	55
9) Komplexní řešení odstranění kavitace.....	58
10) Závěr.....	59



11) Seznam použité literatury

12) Seznam příloh

**Seznam použitého značení**

<b>Značka</b>	<b>Název</b>	<b>Jednotka</b>
A	průtočná plocha	$[m^2]$
A <sub>C</sub>	zúžená průtočná plocha	$[m^2]$
C <sub>q</sub>	průtokový součinitel	[I]
C <sub>q KAV</sub>	průtokový součinitel při kavitaci	[I]
H, H <sub>D</sub>	dopravní výška	[m]
K	kavitační součinitel	[I]
M	moment	[Nm]
P <sub>1</sub>	příkon	[W]
P <sub>2</sub>	výkon	[W]
Q <sub>t</sub>	teoretický objemový průtok	$[m^3.s^{-1}]$
Q <sub>Z</sub>	průtoková ztráta	$[m^3.s^{-1}]$
Q	skutečný průtok	$[m^3.s^{-1}]$
Re	Reynoldsovo číslo	[I]
Re <sub>K</sub>	Reynoldsovo číslo kritické	[I]
V <sub>g</sub>	geometrický objem	$[m^3]$
Z <sub>S</sub>	místní odpor na sání	$[m^3]$
c <sub>S</sub>	rychlost media v sání	$[m.s^{-1}]$
d	průměr potrubí	[m]
g	tíhové zrychlení	$[m.s^{-2}]$
h <sub>S</sub>	sací výška	[m]
h <sub>ZS</sub>	ztrátová sací výška	[m]
h <sub>S KRIT</sub>	kritická sací výška	[m]
h <sub>S DOV</sub>	dovolená sací výška	[m]
l	délka potrubí	[m]
n	otáčky	$[min^{-1}]$
n <sub>MAX</sub>	maximální otáčky	$[min^{-1}]$
p <sub>A</sub>	tlak na sání u nádrže	[Pa]
p <sub>S</sub>	tlak na sání u čerpadla	[Pa]
p <sub>1</sub>	tlak na sání čerpadla bez ztrát mezi nasávacím hrdlem a oběžným kolem čerpadla	[Pa]
p <sub>u</sub>	tlak před clonou	[Pa]
p <sub>v</sub>	tlak v zúžení	[Pa]
p <sub>D</sub>	tlak za clonou	[Pa]

---

$\eta$	dynamická viskozita	$[Pa.s]$
$\eta_Q$	průtoková účinnost	$[I]$
$\eta_{m, p}$	mechanicko-tlaková účinnost	$[I]$
$\eta_C$	celková účinnost	$[I]$
$\eta_{C \text{ MAX}}$	maximální celková účinnost	$[I]$
$\nu$	kinematická viskozita	$[m^2.s^{-1}]$
$\rho$	měrná hmotnost	$[kg.m^{-3}]$
$\Delta p_Z$	tlaková ztráta	$[Pa]$
$\Delta y$	kavitační deprese	$[I]$
$\Delta y_{KRIT}$	kritická kavitační deprese	$[I]$

## ***1 Úvod***

Hydraulika je velice rozšířený obor, který se uplatňuje ve většině odvětvích průmyslu tam, kde se uskutečňují přenosy velkých výkonových zatížení. Při sestavování hydraulických obvodů se můžeme setkat s mnoha problémy, které se vztahují na dynamiku systému, jako jsou třeba tlakové pulsace, turbulence a další. Můžeme se setkat také s jevy jako je kavitace (s níž se budu dále zabývat v této diplomové práci) a z ní pak vyplívající kavitační eroze. Tento jev a jeho důsledky vede ke snížení efektivnosti hydraulického obvodu, k degradaci pracovní kapaliny, k poškození prvků v systému a mnoho dalšího.

Náplní diplomové práce je vytvoření souhrnu teoretických poznatků a poznatků z měření o vlastnostech čerpadel se zaměřením hlavně na sací a dopravní výšku s ohledem právě na kavitaci. Budu se zde zabývat i možnostmi zadávání čerpadel v programu Matlab – Simulink (SimHydraulics). Součástí je i laboratorní měření na obvodu pro měření kavitace a následná simulace tohoto obvodu v programu Matlab – Simulink (SimHydraulics), kde se budu snažit přiblížit výsledky co nejvíce realitě a do obvodu zakomponovat i větev pro signalizaci přítomnosti kavitace.

## 2 Druhy čerpadel

### 2.1 Teorie čerpadel

Než začnu popisovat různé druhy čerpadel, vysvětlím přenos energie ve skutečném čerpadle neboli hydrogenerátoru. Při funkci stroje dochází k uvolňování tepelné energie, třeba i k malému, ale dochází. A ani u hydrogenerátorů tomu není jinak. K uvolňování tepelné energie dochází, v našem případě ve skutečném hydrogenerátoru, za pomoci tlakové a mechanické ztráty. [1]

Tomuto jevu říkáme disipace, neboli rozptyl energie. Kromě těchto dvou ztrát, tlakové a mechanické, vzniká v hydrogenerátoru i ztráta průtoková  $Q_z$ . Tuto ztrátu uvažujeme jako průtok kapaliny funkčními štěrbinami v hydrogenerátoru. Za vznik této ztráty může vzájemný pohyb pohybujících se částí uvnitř hydrogenerátoru a také tlakový spád mezi vstupem výstupem převodníku. Průtoková ztráta je funkcí parametrů jako jsou např. geometrické rozměry štěrbin, otáčky, viskozita a teplota. [1]

Průtok, jenž je vytvořen pohybem vnitřního mechanismu hydrogenerátoru nazýváme *Teoretický průtok* a značíme jej  $Q_t$ . Teoretický průtok vypočteme podle vztahu [1]

$$Q_t = V_g \cdot n \quad (2.1)$$

kde  $V_g$  je geometrický objem čerpadla a  $n$  jsou jeho otáčky.

Průtok, jenž se nedá určit nijak jinak než měřením na výstupu z hydrogenerátoru, se nazývá skutečný průtok.

$$Q = Q_t - Q_z \quad (2.2)$$

S průtokem souvisí také průtoková účinnost, přesněji řečeno průtoková účinnost hydrogenerátoru. Tato účinnost se vypočte po změření skutečného průtoku, geometrického objemu a otáček hydrogenerátoru a to ze vzorce [1]

$$\eta_Q = \frac{Q}{Q_t} = \frac{Q}{V_g \cdot n} \quad (2.3)$$

Další parametrem je tlaková ztráta  $\Delta p_z$ , jenž je důsledkem průtoku skutečné kapaliny hydrogenerátorem od místa vstupu kapaliny do hydrogenerátoru až do místa výstupu kapaliny. [1]

Tlakovou ztrátu je možné určit jako součet ztrát místních a třecích. Avšak stanovení tlakové ztráty je obtížné jak výpočtem, tak i měřením a proto se ve většině případů běžně výpočet či měření tlakové ztráty neprovádí. Ten samý případ je i Mechanická ztráta, jenž vzniká vlivem tření pohybujících se částí v hydrogenerátoru. [1]

Dále se ještě vrátím k pojmu účinnost a to konkrétně k účinnosti mechanicko-tlakové, jejíž označení je  $\eta_{m,p}$  a je dána vztahem

$$\eta_{m,p} = \frac{\Delta p}{\Delta p_t} = \frac{\Delta p}{\frac{2 \cdot \pi \cdot M}{V_g}} \quad (2.4)$$

Tato účinnost se jmenuje mechanicko-tlaková účinnost a to z důvodu jejího stanovení z měření točivého momentu a tlakového spádu na hydrogenerátoru. [1]

Souhrnem všech výše uvedených účinností hydrogenerátoru je účinnost celková. Celková účinnost se značí  $\eta_C$  a je součinem účinnosti průtokové a mechanicko-tlakové.

$$\eta_C = \eta_Q \cdot \eta_{m,p} \quad (2.5)$$

Celkovou účinnost lze vyjádřit i pomocí poměru příkonu  $P_1$  ku výkonu na výstupu z hydrogenerátoru  $P_2$ . [1]

$$\eta_C = \frac{P_1}{P_2} \quad (2.6)$$

## 2.2 Druhy čerpadel

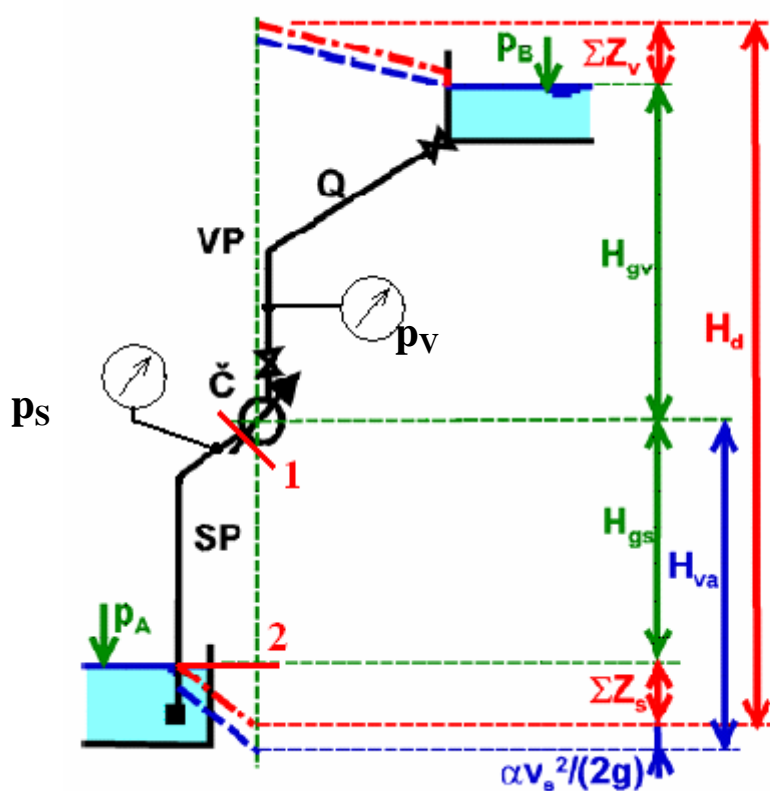
Ohledně druhů hydrogenerátorů je výběr celkem rozmanitý a rozsáhlý. Hydrogenerátory můžeme vybírat podle mnoha kritérií, jako např. podle rychlosti, účinnosti, tlaku, atd.. [1]

Hydrogenerátory tedy jsou zubové, výstředníkové, lamelové, křídlové, šroubové, axiální pístové s nakloněnou deskou, axiální pístové s nakloněným blokem, axiální pístové s rotující šikmou deskou a čelním rozvodem, radiální pístové s vnějším vedením pístu(s písty v rotoru), radiální pístové s vnitřním vedením pístu(s písty ve statoru), radiální pístové s křivkovou dráhou, řadové pístové apod.. S čerpadly úzce souvisí pojem čerpací účinek. Čerpací účinek se dá vyvodit třemi způsoby a proto čerpadla dělíme na tři hlavní skupiny. [1]

- **čerpadla hydrostatická** – zde patří čerpadla s přímou přeměnou mechanické energie na energii tlakovou
- **čerpadla hydrodynamická** – to jsou čerpadla s nepřímou přeměnou mechanické energie na energii tlakovou
- **čerpadla speciální**

### 3 Sací a dopravní výška čerpadel

Ze sací nádrže je pomocí čerpadla kapalina dopravována do vrchní výtlačné nádrže. Na vstupu do sacího potrubí je umístěn sací filtr k odfiltrování nečistot v kapalině. Čerpací systém je složen ze dvou částí – potrubního řádu a čerpadla, což představuje energeticky aktivní složku, jenž předává dopravované kapalině energii, potřebnou k dosažení úrovně výtlačné nádrže. Potrubní řád zastupuje pasivní složku, ve které se energie přivedená čerpadlem spotřebovává. Pokud je doprava kapaliny ustálená, jsou obě složky čerpacího systému, jak pasivní tak aktivní, v energetické rovnováze.[1]



Obr. 3.1 Schéma zkušebního obvodu.

#### Vysvětlivky prvků obvodu:

- |          |  |
|----------|--|
| SP       | - sací potrubí   |
| VP       | - výtlačné potrubí   |
| Č        | - čerpadlo   |
| $H_{gs}$ | - geodetický spád sání   |
| $H_{gv}$ | - geodetický spád výtlaku                                      |
| $H_d$    | - dopravní výška   |
| $H_{va}$ | - podtlaková výška na vstupu do čerpadla = vakuometrická výška |



$\sum Z_s$	- součet ztrát na sání
$\sum Z_v$	- součet ztrát na výtlačku
$p_A$	- tlak okolí u první nádrže
$p_B$	- tlak okolí u druhé nádrže
$p_v$	- tlak na výtlačku z čerpadla
$p_s$	- tlak na sání do čerpadla

### 3.1 Sací výška

Pro stanovení sací výšky je směrodatná energetická bilance mezi spodní hladinou kapaliny v sací nádrži a sacím hrdlem čerpadla. Z této bilance je možno určit sací výšku čerpadla, při které ještě nedochází ke kavitaci na vstupu do oběžného kola čerpadla.

Rozdíl mezi vstupním tlakem a nejnižší hodnotou tlaku uvnitř čerpadla se nazývá NPSH (Net Positive Suction Head, kavitační deprese). NPSH proto vyjadřuje tlakovou ztrátu, k níž dochází uvnitř vstupní části tělesa čerpadla.

Tlak uvnitř čerpadla kolísá od vstupu na sací straně k výtlačnému otvoru na výtlačné straně. Ve vstupní části čerpadla se tlak snižuje ještě před tím, než se zvýší na výtlačné straně na hodnotu, která je vyšší než vstupní tlak.

NPSH způsobí, že nejnižší tlak uvnitř čerpadla se sníží pod hodnotu tlaku nasycených par čerpané kapaliny, je-li její vstupní tlak příliš nízký. V důsledku toho dojde v čerpadle ke kavitaci, která způsobuje hluk a může vést k porušení čerpadla.

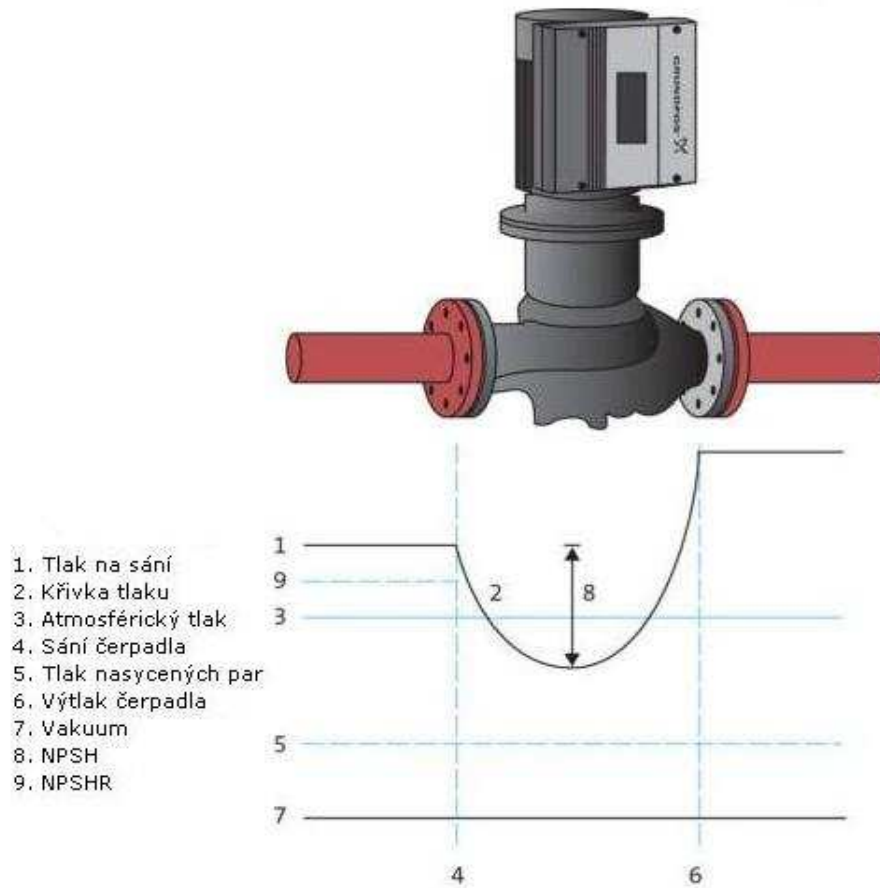
U všech čerpadel se v technických listech uvádí NPSHR (požadovaná hodnota NPSH). NPSHR označuje nejnižší vstupní tlak, který musí specifické čerpadlo při daném průtoku mít, aby se zabránilo vzniku kavitace. [9]

Pro ustálené průtokové poměry se NPSH odvodí z Bernoulliho rovnice:

$$\frac{p_A}{\rho} = \frac{p_s}{\rho} + \frac{c_s^2}{2} + g \cdot (h_s + h_{zs}) \quad (3.1)$$

Kapalina jenž vtéká do hydrodynamického čerpadla vstupuje nejdříve do sacího hrdla a pak je teprve přisávána k lopatkám oběžného kola.

Mezi nasávacím hrdlem a oběžným kolem čerpadla vzniknou ztráty  $\Delta p$ , které musíme odečíst od tlaku před vstupem do oběžného kola.[1]



Obr. 3.2 Zobrazení tlaků v čerpadle mezi sáním a výtlakem.[9]

$$p_1 = p_s - \Delta p \quad (3.2)$$

Pak můžeme napsat, že:

$$\frac{p_A}{\rho} = \frac{p_1}{\rho} + \frac{\Delta p}{\rho} + \frac{c_s^2}{2} + g \cdot (h_s + h_{zs}) \quad (3.3)$$

Označíme kavitační depresi  $\Delta y$ .

$$\frac{p_A}{\rho} = \frac{p_1}{\rho} + \underbrace{\frac{\Delta p}{\rho}}_{\Delta y} + \frac{c_s^2}{2} + g \cdot (h_s + h_{zs}) \Rightarrow \frac{p_1}{\rho} = \frac{p_A}{\rho} - \Delta y - g \cdot (h_s + h_{zs}) \quad (3.4)$$

Abychom se vyvarovali vzniku kavitace musíme zajistit, aby platila podmínka

$\frac{p_n}{\rho} < \frac{p_1}{\rho}$ . V případě, že je  $p_1 = p_n$ , definujeme tzv. kritickou hodnotu kavitační depresi  $\Delta y_{KRIT}$ , což je převýšení energie kapaliny na vstupním hrdle čerpadla nad mezní hodnotu tlakové energie nasycených par  $\frac{p_n}{\rho}$  a nebo kritickou sací výšku  $h_{SKRIT}$ .

$$h_{SKRIT} = \frac{p_A - p_n}{\rho \cdot g} - \frac{\Delta y_{KRIT}}{g} - h_{ZS} \quad (3.5)$$

Abychom se vyvarovali účinkům kavitace, které jsou jedny z důležitých problémů u čerpací techniky, je dobré zvolit dovolenou sací výšku  $h_{SDOV}$  nebo zvolit materiály odolné proti kavitačnímu opotřebení.[1]

$$h_{SDOV} \leq \frac{p_A - p_n}{\rho \cdot g} - \frac{\Delta y_{KRIT}}{g} - h_{ZS} \quad (3.6)$$

### 3.2 Dopravní výška

Dopravní výška je ovlivněna délkou a průměrem sacího potrubí, výškovým rozdílem mezi nejnižší hladinou vody a čerpadlem, délkou a průměrem výtlačného potrubí, výškovým rozdílem mezi nejvyšším bodem posledního výtoku vody a čerpadlem.

Požadovaný tlak vody v [MPa] je potřebné znát pro zabezpečení předpokládaného účelu použití (pro mytí a postřik je třeba vyšší tlak vody než pro přečerpávání vody. Například tlaku 0,3 [MPa] odpovídá dopravní výška 30 [m]. Pokud je tedy na konci potrubí (hadice) požadován tlak 0,3 [MPa] ((0,2 až 0,4) [MPa] je ve vodovodním řádu) musíme k určené dopravní výšce přičíst hodnotu tohoto tlaku. Také je nutné počítat s tlakovými ztrátami, které způsobí charakter potrubí (materiál, stáří, deformace), spojky, kolínka, ventily. Tyto ztráty nejsou obvykle nijak vysoké, ale s určitou ztrátou musíme počítat a uvažovat tedy s tlakovou rezervou.

Dopravní výška čerpadla se vypočítá dle vzorce (3.7).

$$H = \frac{\sum (l \cdot \Delta p + Z)}{\rho \cdot g} \quad (3.7)$$

kde  $l$  je délka potrubí,  $\Delta p$  tlaková ztráta,  $Z$  místní odpor,  $\rho$  měrná hmotnost,  $g$  gravitační zrychlení.

Dopravní výška systému je energie předaná čerpadlem dopravované kapalině a jednotkou je metr [m].

## 4 Kavitace

Kavitace může představovat problém pro hydraulické systémy, jelikož poškozuje systém a komponenty různými způsoby, které jsou ve většině případů nežádoucí. Díky kavitaci se sníží efektivnost systému a hlučnost se zvýší. Jeden z důsledků kavitace je kavitační eroze. [4]

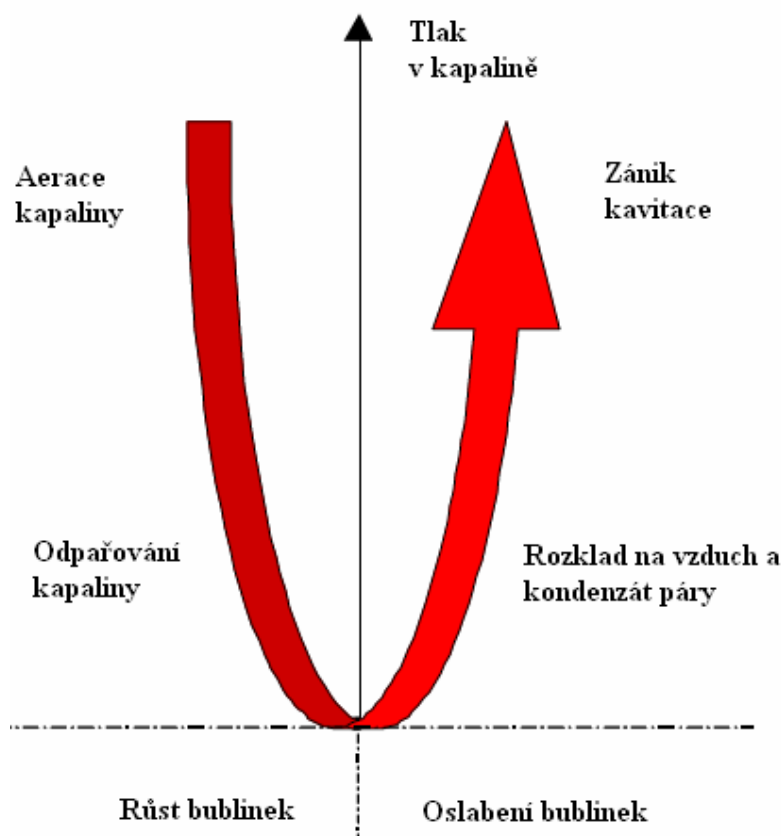
Kavitační eroze se vytváří při vzniku kavitace u povrchu materiálu potrubí či nějakého prvku. Je škodlivá, jelikož znehodnocuje kapalinu, způsobuje netěsnosti, ucpává a dělá systém neprovozuschopným. Pokud bereme v úvahu preventivní opatření proti kavitaci, je snadnější kavitaci zjistit a lokalizovat její místo vzniku. Ovšem vznik kavitace je často složité detekovat, protože kavitace často vzniká v místech, kde je přístup s měřidly omezen. V tomto případě je pár způsobů, jak kavitaci v systému zjistit. [4]

### 4.1 Kavitační jev

Kavitace je pojem, který popisuje proces vzniku bublinek, jejich růst a konečnou implozi. Tyto bublinky jsou nejčastěji vyplněny párou nebo plynem. Bublínky se vytvářejí v případě, že tlak poklesne pod tlak nasycených par při dané teplotě. Když jsou bublinky stlačovány při vyšším tlaku, implodují a vznikají tlakové špičky. Když tlak kapaliny je dostatečně snížen, vzduch v oleji se začne rozpouštět. [4]

Když je tlak v kapalině dostatečně zredukován dosáhneme vypařování kapaliny a bublinky se začínají vyplňovat parou. Při dalším zvýšení tlaku, bublinky dále nezvětšují svůj objem a čím více se tlak zvětšuje, tak bublinky se zmenšují, mizí a rozkládají se na vzduch a kondenzát páry. Bublínky vyplněny převážně párou vystavené rapidně vysokému tlaku, implodují a vytvářejí se velmi velké tlakové špičky. Imploze jsou méně prudké,

jestliže množství plynu v bublinkách je převažující. To vyžaduje relativně pomalé vytváření bublinek. [4]



Obr. 4.1 Kavitační proces. [4]

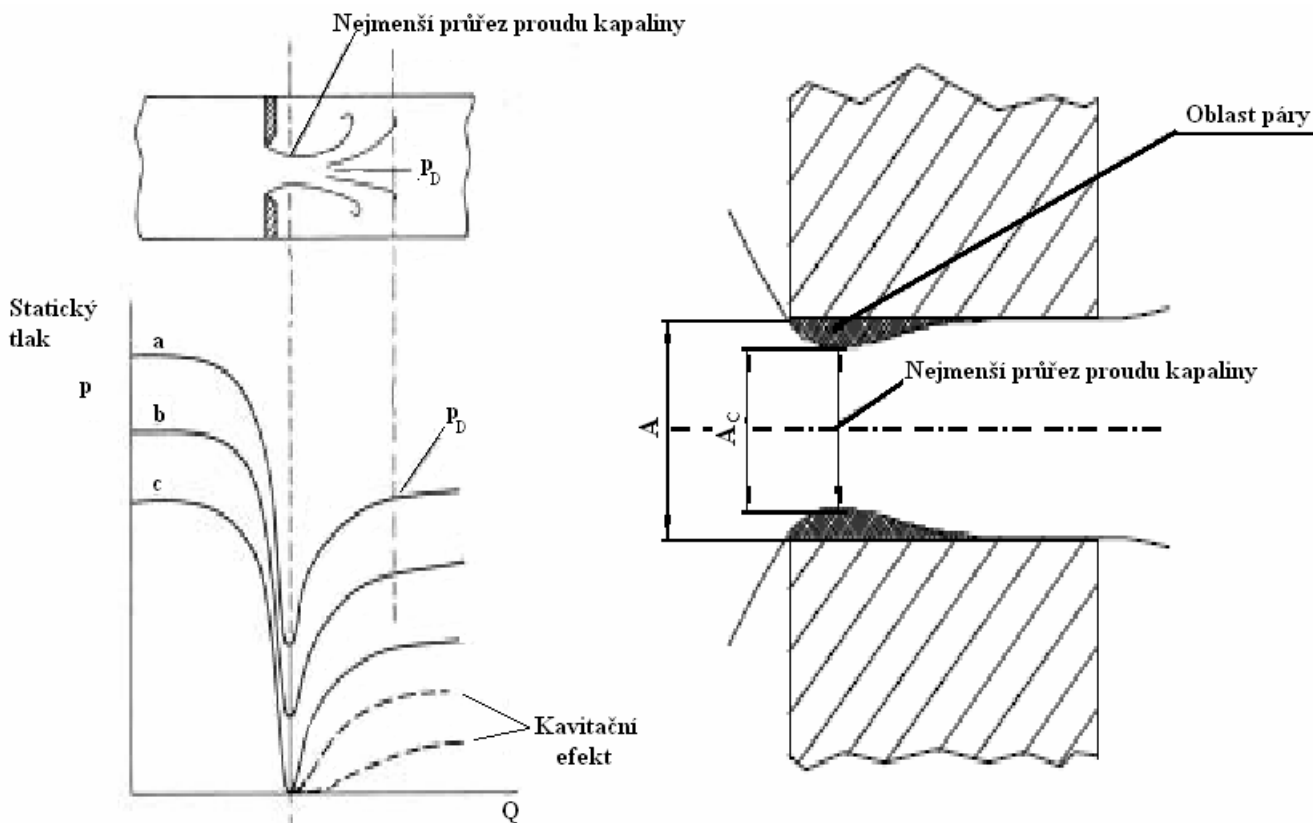
## 4.2 Kavítace v clonách a ventilech

Průtok přes clonu je ovlivněn mnoha faktory. První faktor je závislost průtoku na tlakovém spádu na cloně. Také rozměry clony mají velký vliv na tuto charakteristiku, jako je průměr, délka a zkosení vnitřních hran clony. Vlastnosti oleje se odvíjejí od viskozity, měrné hmotnosti a aditiv do oleje přidávaných. Když tlaková diference na cloně narůstá dostatečně, je viditelná kavítace na výstupu. Kavítace vzniká, když vstupní hrany na cloně jsou ostré a průtok se odtrhává od stěn clony. [4]

V této fázi se oblast páry formuje uvnitř clony v zúženém průřezu, jak je zobrazeno na (obr. 4.2). Když tlak za clonou se dostatečně sníží, kavítace stoupne na intenzitě a oblast páry se rozšíří dále za výstup z clony. [4]

Tlak při konstantním průtoku na ideální cloně je ukázán na obrázku. Soubor zaoblení v zúženém průřezu ukazuje, jak se mění tlak  $p_D$ , při změně vstupního tlaku. Zvýšením průtoku přes zúžení má za následek zvýšení dynamického tlaku na vstupu a zmenšení

statického tlaku na vstupu. Když statický tlak poklesne pod tlak nasycených par kapaliny, začne se vyskytovat kavitace. [4]



Obr. 4.2 Kavitační proces. [4]

Bublinky proudící přes zaniknou jakmile vstoupí do oblasti vyššího tlaku. V grafu celé čáry zobrazují kavitační proudění a přerušované čáry zobrazují přítomnost kavitace. Když se tlak  $p_D$  dále snižuje, oblast kavitace se prodlouží. Čím rychleji se tlak za clonou obnoví tím prudší jsou imploze bublinek. [4]

Pokud je kavitace dostatečně intenzivní a tlak  $p_D$  je nízký, průtok clonou se nezvyšuje. Tento jev je označován jako nasycení. Přítomnost kavitace je vidět na (obr. 4.3), kde jsou naměřené a spočtené průtoky porovnávány. Stupeň kavitace je odhadován s pomocí bezrozměrného parametru, který se jmenuje kavitační součinitel  $K$ . [4]

$$K = \frac{2 \cdot (p_d - p_v)}{\rho \cdot v^2} \quad (4.1)$$

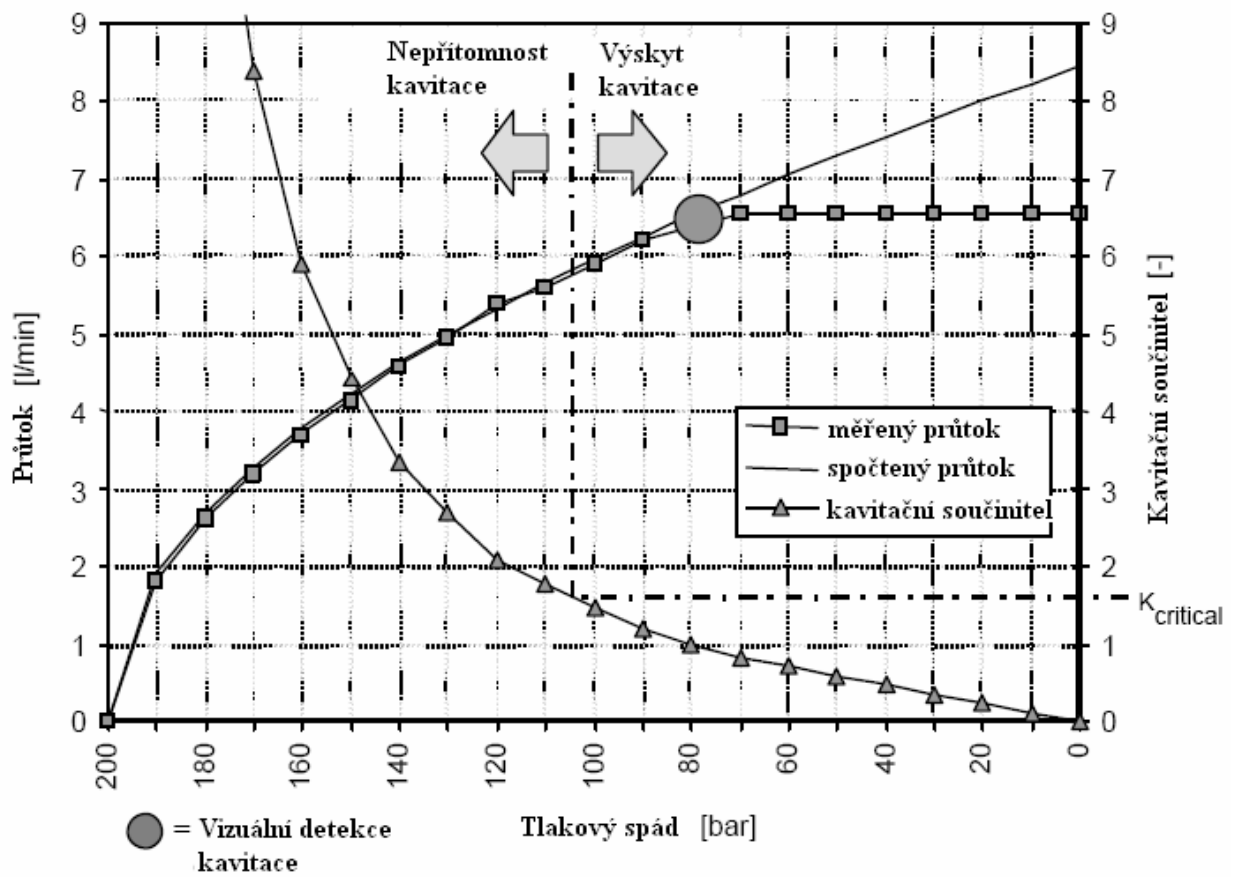
Čitatel v rovnici odpovídá statickému tlaku, který odolává kavitaci a jmenovatel odpovídá dynamickému tlaku, který kavitaci podporuje. Se vznikem kavitace je kavitační součinitel nazýván počáteční nebo také kritický kavitační součinitel. Většinou se kritický

kavitační součinitel pohybuje mezi 0,2 až 1,5. Na (obr. 4.3) můžeme pozorovat začátek kavitace, která skoro odpovídá bodu nasycení. Začátek kavitace byl zaznamenán vizuálně, když byly spatřeny první bublinky v cloně. [4]

Průtok pro turbulentní proudění clonou je možno spočítat podle níže uvedeného vzorce.

$$Q = C_q \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (4.2)$$

kde:  $C_q$  je průtokový součinitel  
 $A$  je průtočný průřez clony  
 $\Delta p$  je tlakový spád na cloně  
 $\rho$  je měrná hmotnost kapaliny



Obr. 4.3 Porovnání měřeného a spočteného průtoku clonou. [4]

Když počítáme průtok clonou, problém nastává, když určujeme průtokový součinitel. Ten je závislý na geometrii clony a vlastnostech kapaliny.

Autoři Schmidt a Corradini, v roce 1997, vymysleli způsob, jak vypočítat průtokový součinitel  $C_q$  pro kavitační proudění clonou. [4]

V tomto modelu konstantní hodnota průtokového součinitele, je používána pro nekavitační proudění a pro kavitační proudění je možné jej spočítat takto:

$$C_{q\ cav} = C_q \cdot \sqrt{K_s} \quad K_s = \frac{p_u - p_v}{p_u - p_d} \quad (4.3)$$

Kde  $p_d$  je tlak za clonou,  $p_u$  tlak před clonou a  $p_v$  je tlak v zúžení clony.

Jak bylo ukázáno na (obr. 4.2), když začíná kavitace, oblast páry představuje část clony průtočného průřezu  $A$  a průtok jde přes zúžený průřez  $A_C$ . Součinitel kontrakce  $C_C$  představuje procento oblastí  $A_C$  a  $A$ . Koeficient  $C_C$  je silně závislý na geometrických rozměrech. [4]

$$A_C = C_C \cdot A \quad (4.4)$$

### 4.3 Kavitační eroze

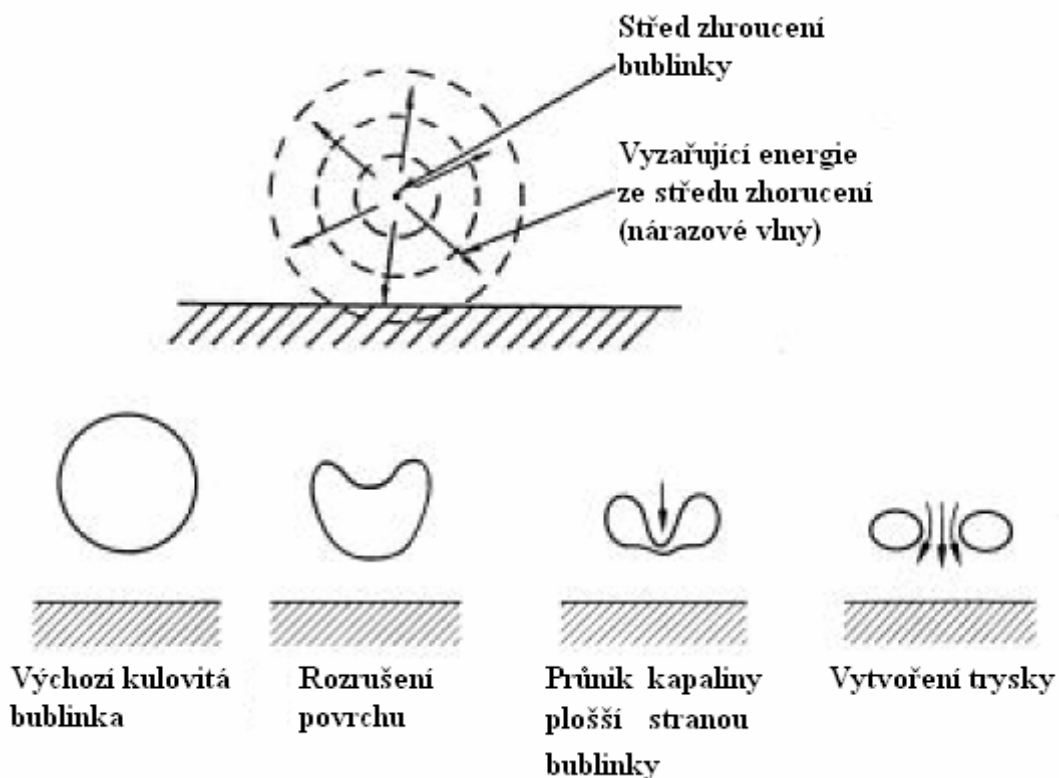
Mechanická degradace materiálu díky kavitaci se nazývá kavitační eroze. Kavitační eroze může vznikat, když imploze bublinek jsou prudké a probíhají blízko pevného materiálu. Kavitační eroze může být zjištěna, že povrch materiálu je drsný. [4]

Přes dobrý výzkum aktuálního mechanismu kavitační eroze, ještě není úplně pochopena. V současnosti jsou zvažovány dva možné mechanismy příčiny vzniku kavitační eroze. Když bublinky zanikají uvnitř kapaliny, pak zanikání je symetrické a bublinky vysílá nárazovou vlnu do okolí kapaliny. Když je bublinka v kontaktu nebo velmi blízko pevného rozhraní, zanikání je asymetrické. Při asymetrickém zanikání bublinky se z vnitřní strany bublinka rozruší a na konci kapalina proniká skrze bublinku a dělí ji na dvě (obr. 4.4). [4]

Každý z těchto mechanismů má rysy, které nám ale nedávají úplné vysvětlení kavitační eroze. Nárazová vlna při implozi, se zmírňuje příliš prudce a poloměr bublinky v mikrotřysce je příliš malý na to, aby vyprodukoval určitý stupeň kavitační eroze. [4]



Když bublinek zanikají harmonicky, spouští se řetězová reakce jejich zániků. Zanikání bublinek se zrychlí, pokud bublinky hraničí nebo jsou v kontaktu s pevným rozhraním. [4]



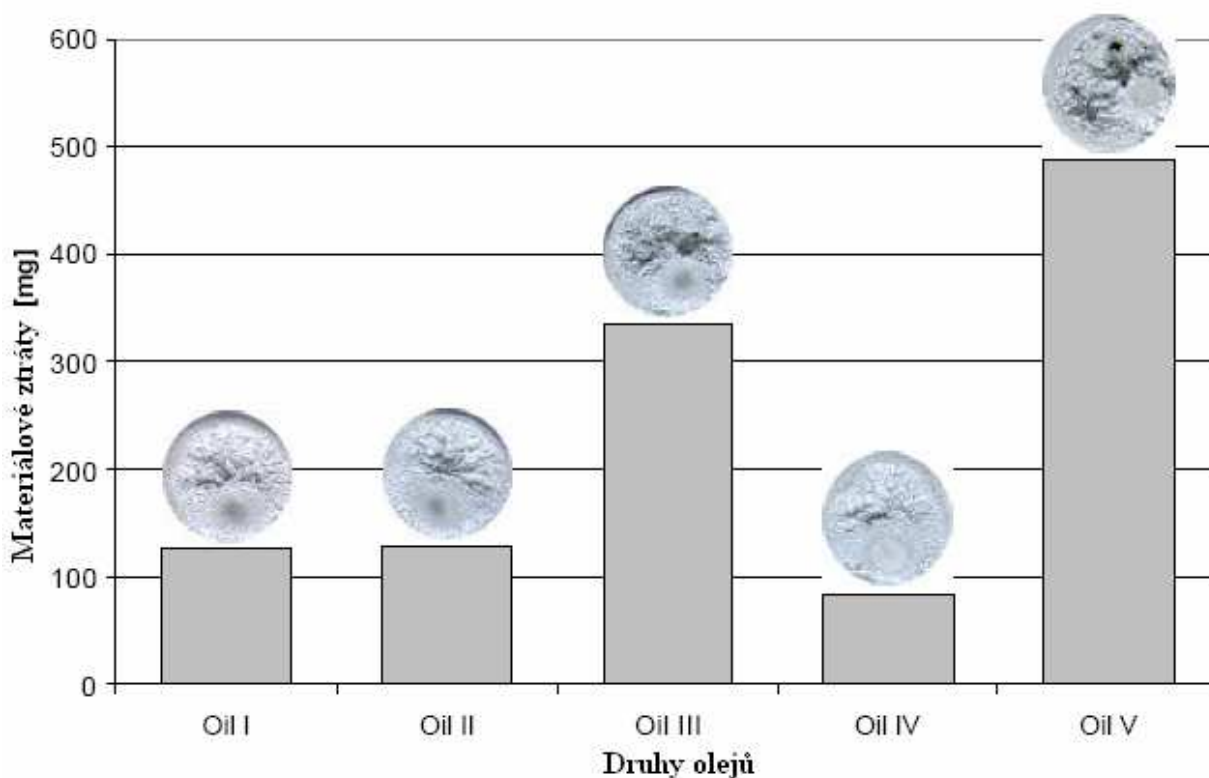
Obr. 4.4 Mechanismus nárazových vln a mikrotrysky. [4]

Stupeň kavitační eroze a intenzita kavitace je ovlivněna několika faktory. Geometrii trajektorie proudění, tlaku v systému a vlastnostech kapaliny, jako je čistota kapaliny. [4]

Pevný materiál sám o sobě ovlivňuje kavitaci. Za přítomnosti kavitace je kavitační eroze závislá na vlastnostech materiálu, jako je tvrdost, zakalenost a velikost zrna materiálu. Také odolnost vůči tlaku a vůči korozi materiálu, dokáže ovlivnit stupeň kavitační eroze. [4]

Když bublinky cestují s proudem kapaliny, kavitační eroze se nevytvoří v místě vzniku kavitace ale dále po směru proudění. [4]

To často vede k špatnému úsudku, kde kavitace vznikla a preventivní opatření jsou často prováděna na špatných místech v obvodu.



Obr. 4.5 Materiálové ztráty díky kavitační erozi s různými druhy olejů. [4]

#### 4.4 Detekce kavitace

Pokud bereme v úvahu prevenci proti vzniku kavitace, pak hlavní věcí je rozpoznání existence kavitace a lokalizování místa vzniku kavitace. Detekce kavitace může být přímo provedena pouze jen zjištěním výskytu bublinek v kapalině. Přímá detekce je možná vizuálně sledováním množství bublinek v proudící kapalině. Avšak komponenty v hydraulickém systému jsou většinou složitější konstrukce a kavitace může vzniknout na místech, kde není snadné nahlédnout. Pokud tedy není možno použít přímých metod detekce kavitace, použijeme jednu z metod nepřímých. Nepřímé metody jsou zaměřeny na lokalizaci tlakových vln, které způsobují imploze bublinek. Jestliže provádíme detekci kavitace na stroji přímo v provozu, musíme počítat se ztížením nepřímého měření, díky vnějším náhodným poruchám. Nepřímé měřicí metody jsou především použitelné, pokud jsou k dispozici naměřená data ze stavů, kdy ke kavitaci nedochází. Kavitace způsobuje vysokofrekvenční vibrace, ze kterých existence kavitace může být rozpoznána. V institutu Hydrauliky a Automatizace, IHA ( Universita technologií v Tampere) několik metod zjištění kavitace studovali. Studie, ve které je kavitace uměle vytvářena kavitačním aparátem, kavitace vzniká poklesem statického tlaku v turbulentním proudění v zúžení kavitačního přístroje.[4]

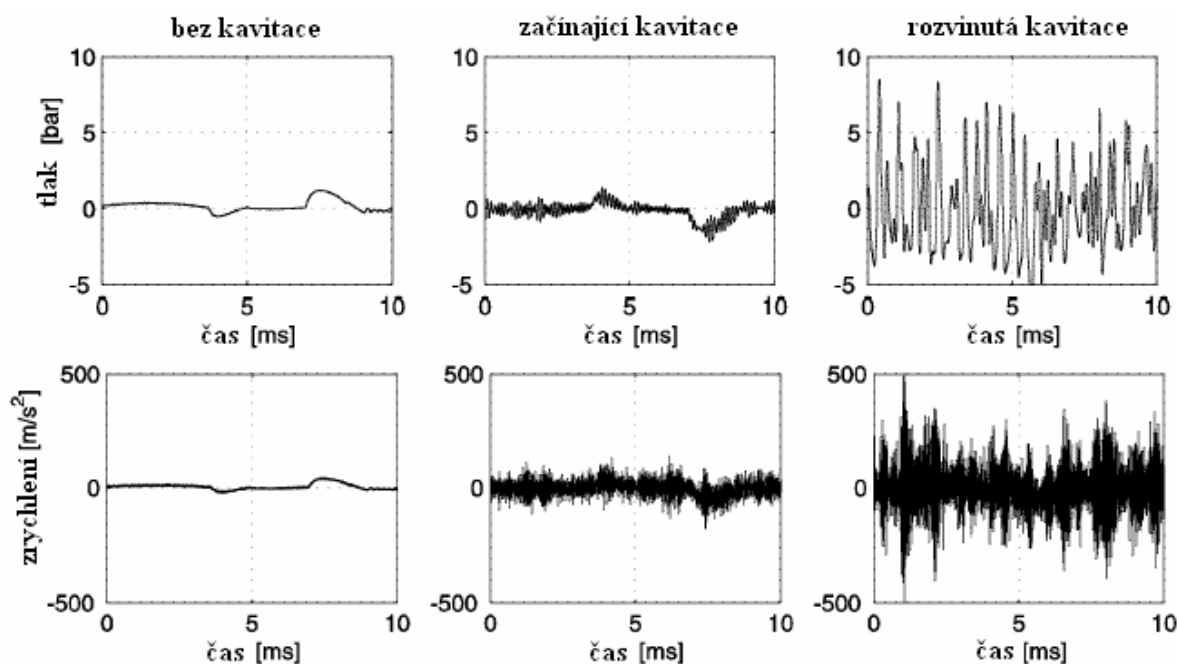
- **Monitorování chování proudění při ustáleného stavu.**

Blízkost kavitace může být detekována monitorováním chování ustáleného proudění. Měřením charakteristiky ventilu může být rozsah kavitace vymezen (obr. 4.3). [4]

Navíc, v případě hydrogenerátorů, kavitace na sání snižuje jejich účinnost. Když je na sání hydrogenerátoru pokles tlaku, nevyplní se úplně celý geometrický objem hydrogenerátoru, z důvodu výskytu vzduchu na sání. Měření průtoku na výstupu z hydrogenerátoru ukazuje redukci v průtoku čerpadlem a přítomnost kavitace. [4]

- **Rychlé měření tlaku a vibrací**

Při nepřímé detekci kavitace, se zaměřujeme na měření tlakových vln způsobených implozí bublinky. [4]



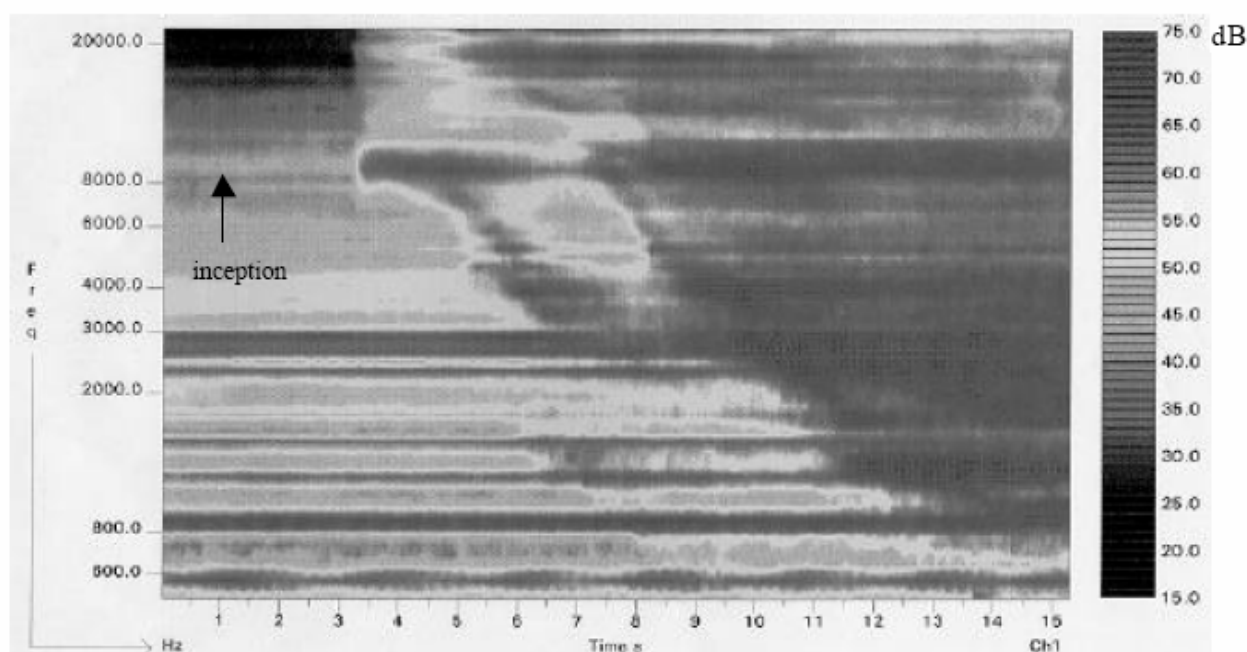
Obr. 4.6 Intenzita kavitace. [4]

Počátek vzniku bublin je zaznamenán u velmi vysokých frekvencí a tím pádem zde potřebujeme velmi rychlý snímač. Tlakové vlny můžou být zaznamenány v kavitačním proudění s vysokorychlostními tlakovými snímači. Šíření nárazových vln pokračuje z kapaliny do okolí, tedy do těla prvku a měření vibrací na prvku poukazuje na přítomnost kavitace. Na (obr. 4.6) vysokorychlostní čidlo je použito pro zaznamenávání tlakových špiček, jenž jsou způsobené kavitací. Vlevo kavitace není přítomna, pouze je vidět

fluktuace hydrogenerátoru. Na dalším obrázku kavitace právě vzniká a když dosáhne určité intenzity, jak je vidět na třetím obrázku, přechází do rozvinuté kavitace. Na (obr. 4.6) je také vidět přítomnost vibrací na testovaném prvku. [4]

- **Monitorování hluku**

Kavitace vytváří vysokofrekvenční zvuky, Zvuky jsou vysílány, když bublinky prudce zaniknou a vzniknou vysoké tlakové špičky. Vznikající kavitace nemusí být slyšitelná pro lidské ucho ale rozvinutá kavitace může být rozpoznána ze zřetelného syčivého nebo praskavého zvuku. Požitím mikrofonu a snímače hluku může být zaznamenána i vznikající kavitace[4]

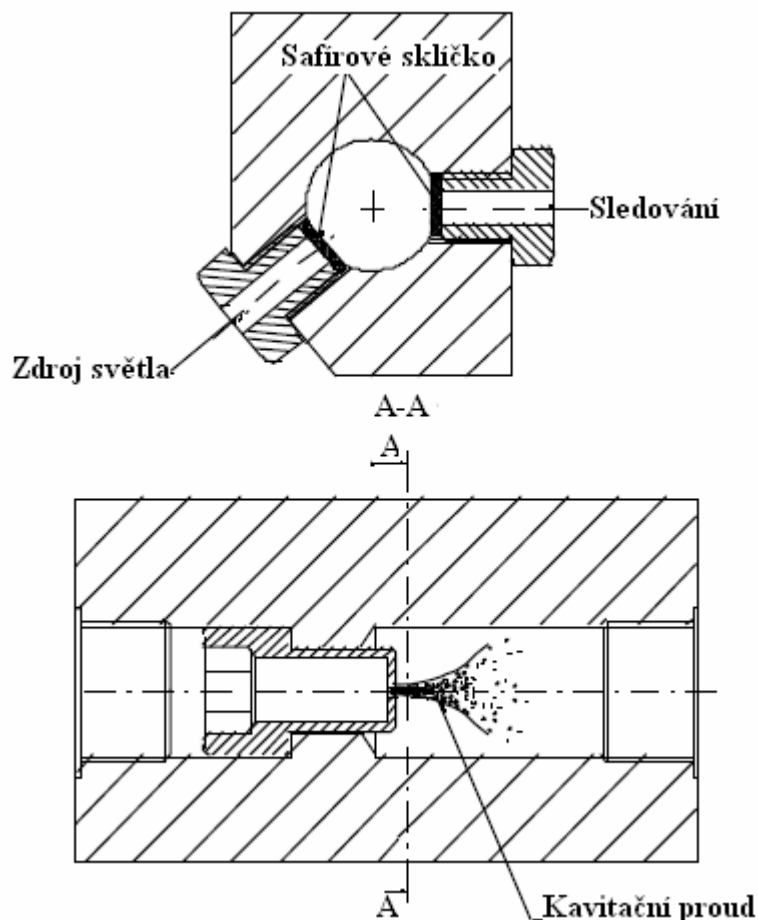


Obr. 4.7 Intenzita kavitace. [4]

Více informací je získáno, když hluk vzniklý kavitací je měřen v širokém pásmu vysokých frekvencí a výsledky jsou vykresleny do frekvenčního spektra. Pak je počátek a vývoj kavitace jasně vidět. Frekvenční spektrum akustického tlaku byl měřen pomocí kavitací trysky a výsledky zobrazeny v 3D grafu na (obr. 4.7). V čase tří sekund, je vidět počátek vzniku kavitace a zároveň zvýšení akustického tlaku ve vysokých frekvencích (>8kHz). Když se kavitace rozvíjí akustický tlak přechází do nižších frekvencí což je dobře. To samé může být viděno, když je měřeno frekvenční spektrum tlaku a vibrací. [4]

- **Detekce bublin vizualizací proudění**

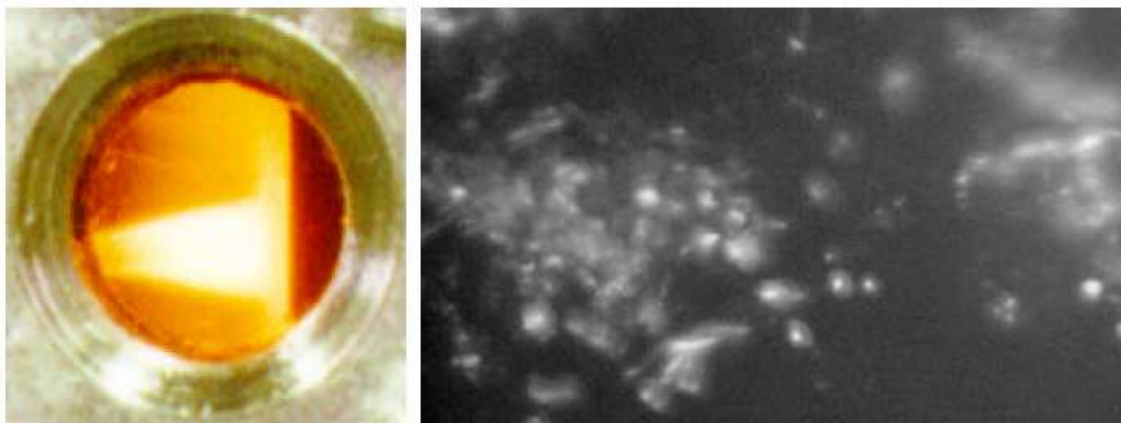
Přímá detekce kavitace je možná vizualizací proudění kapaliny. Plynem či parou vyplněné bublinky mohou být detekovány vizuálně jen když je kapalina průhledná a přístroje mají přístup do oblasti kavitace. Vizuální pozorování bylo prováděno na kavitační trysce (obr. 4.8), opatřené safírovými skly, jenž byly namontovány v oblasti kavitačního proudění. Prosvětlování kapaliny přes jedno okénko se světlo nerozptylovalo na bublinkách a pozorování bylo obtížné. [4]



Obr. 4.8 Provedení kavitačního aparátu pro vizuální sledování. [4]

Jsou zapotřebí dvě okénka, aby pozorování bylo úspěšné. Avšak uspořádání dvou pozorovacích okének je často složité. V testovacím systému, světlo po směru proudění bylo použito jedním okénkem a druhým se provádělo pozorování. Rozptyl světla na bublinkách je optimalizován nastavením okének v  $140^\circ$  úhlu. Nejprve byla komora osvětlena halogenovým světlem a sledování bylo prováděno lidským okem, fotoaparátem nebo kamerou. Množství bublinek objevující se v hrdle jako homogenní mlha se projevuje

relativně dlouhou dobu (obr 4.9). Měření intenzity světla rozptýleném na bublinkách nám dává informace o intenzitě kavitace. [4]



*Obr. 4.9 Vlevo: halogenové světlo a klasická kamera. Vpravo: xenonové světlo a CCD kamera . [4]*

Při současném prosvětlování kapaliny a zároveň rychlém pořizování fotek, může být zaznamenán pohyb bublinek, což nám umožňuje například analýzu velikosti bublinek. V testovací instalaci je xenonové světlo a CCD kamera. Podrobný náhled kavitačního proudění můžeme vidět na (obr. 4.9), kde je viděn shluk bublinek v proudícím oleji. [4]

## 5 Druhy hydraulických kapalin

V hydraulice se používá velké množství pracovních hydraulických kapalin, jako je voda, minerální oleje, těžkozápalné kapaliny a ekologicky šetrné kapaliny. Vyjmenuji zde jen základní vlastnosti těchto kapalin. Podrobný popis kapalin je uveden v literatuře [4] .

### Voda

Voda je za normální teploty a tlaku bezbarvá, čirá kapalina bez zápachu. [6]

Sumární vzorec	H <sub>2</sub> O
Molární hmotnost	18,175 905 g.mol <sup>-1</sup>
Teplota tání	0 °C
Teplota varu	100 °C
Měrná tepelná kapacita	4,184 J.(g <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ) (kapalina při 20°C)
Měrná hmotnost	998 kg.m <sup>-3</sup> (20°C)

Tab. 5.1 Parametry vody. [6]

## 6 Možnosti zadávání čerpadel v Matlabu – Simulink (SimHydraulics)

### 6.1 Úvod do SimHydraulics

Program Simulink a programový systém Simscape - SimHydraulics jsou nástavbou známého softwaru MATLAB. S jejich pomocí je uživatel schopen rychle a poměrně přesně simulovat děj, který se odehrává v daném hydraulickém obvodu.

Mezi další nástroje SimScape patří kromě SimHydraulics také SimMechanics, SimDriveline a SimPowerSystems (všechno je dostupné odděleně). To umožňuje popsat kombinované systémy obsahující hydraulické a mechanické součásti a uživatel je schopen modelovat komplexně vzájemné působení v hydromechanických a hydroelektrických systémech.

Simulink je systém, který umožňuje modelovat hydraulické systémy tak, jako by se vytvářely nejdříve konstanty charakterizující kapalinu, hydraulický prvek, odpory, dále algebraické a diferenciální rovnice pro řešení dle matematického předpisu. Dále se zadávají prvky umožňující grafické vyhodnocení. V SimHydraulics se modelují systémy právě tak, jako by se sestavovaly reálné hydraulické obvody. Symboly použité v modelu jsou založeny na normě ISO 1219 standardních silových kapalin. Z modelu, který se velice podobá hydraulickému schématu, SimHydraulics automaticky vykonstruuje rovnice charakterizující chování prvků a automaticky je propojí do systému. Knihovny SimHydraulics poskytují více než 45 modelů hydraulických a mechanických komponent, včetně modelů pro hydrogenerátory, hydromotory, akumulátory, ventily a hydraulické

vedení. Je možné kombinovat jednotlivé bloky z knihovny SimHydraulics a vytvořit tak vlastní uživatelský blok, který se pak jako u Simulinku zahrne do subsystému a parametrizuje. [2]

Program umožňuje:

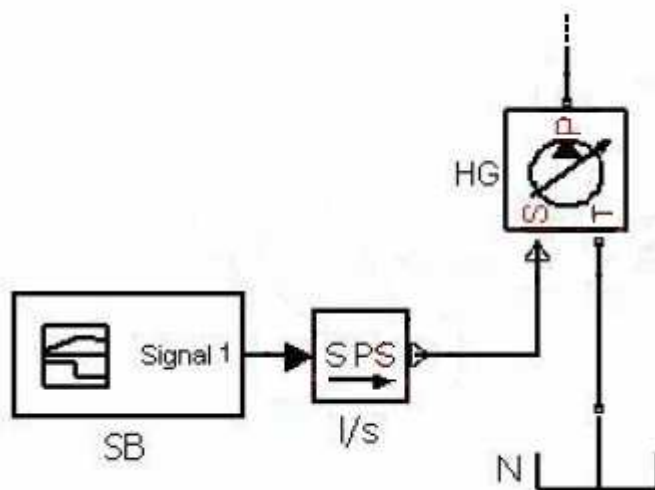
- simulaci systému, který chceme analyzovat,
- analyzovat průběhy požadovaných veličin,
- snadno modifikovat již navržený systém,
- vytvářet uživatelské bloky,
- kombinovat hydraulické prvky s prvky mechanickými a elektrickými.

SimHydraulics jako nadstavba Simulinku se spouští v matlabovském okně. [2]

## 6.2 Zadávání čerpadel v programu SimHydraulics

Základním způsobem zadávání čerpadla v programu Matlab-Simulink(SimHydraulics) je použití prvků, jako je ideální zdroj průtoku a ideální zdroj tlaku.

Ideální zdroj průtoku (Ideal Hydraulic Flow Rate Source) slouží jako náhrada hydrogenerátoru. Je v simulaci použit z důvodu zjednodušení analýzy. Jedná se o ustálený zdroj průtoku. Hodnota průtoku je dána konstantou nebo průběhem hodnot nastavených v signal builderu (SB).



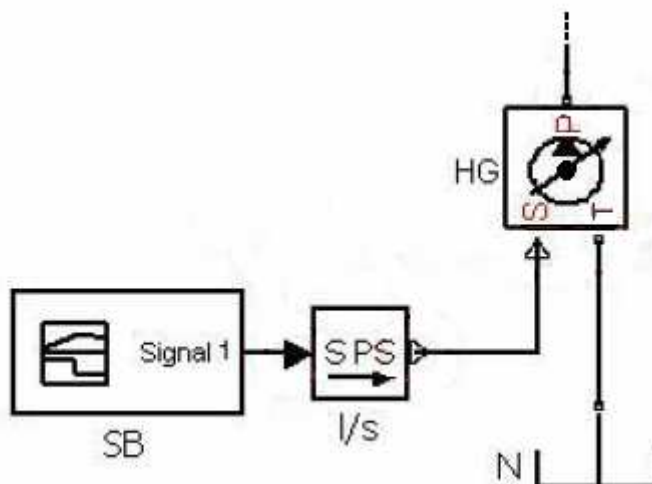
Obr. 6.1 Základní zapojení ideálního zdroje průtoku.[2]

Simulink S-PS měnič (Simulink-PS Converter) převádí bezrozměrný vstupní signál Simulinku na fyzikální signál. Jednotka parametru je přidělena výstupu fyzikálního signálu.



Nádrž (Hydraulic Reference) je prvek, který v hydraulickém obvodu plní funkci zásobníku kapaliny pro pracovní mechanismus a představuje připojení k atmosféře. Má jeden hydraulický vstup.

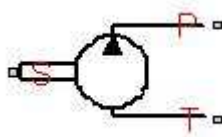
Ideální zdroj tlaku (Ideal Hydraulic Pressure Source) opět slouží jako náhrada hydrogenerátoru a používá se z důvodu zjednodušení analýzy. Jedná se o ustálený zdroj tlaku.



Obr. 6.2 Základní zapojení ideálního zdroje tlaku.[2]

Máme možnost zadávat i čerpadla, u kterých jsme schopni zadávat i jeho důležité parametry, jako geometrický objem, účinnost, jmenovitý tlak, kinematickou viskozitu apod.[2]

### 6.2.1. Neregulační rotační čerpadlo (Fixed-Displacement Pump)

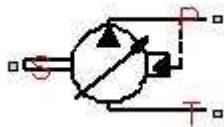


Obr. 6.3 Značka neregulačního, rotačního čerpadla.

Připojení P označuje tlakovou větev, T větev odpadní a S slouží k připojení motoru, který nám bude příslušné čerpadlo pohánět a to buď přímo nebo přes převodovku.

Při tomto druhu čerpadla je možno nastavovat geometrický objem (pump displacement), průtokovou účinnost (volumetric efficiency), celkovou účinnost (total efficiency), jmenovitý tlak (nominal pressure), jmenovité otáčky (nominal angular velocity) a jmenovitou kinematickou viskozitu (nominal kinematic viscosity).

### 6.2.2 Regulační, rotační čerpadlo s kompenzací na konstantní tlak (Variable-Displacement Pressure-Compensated Pump)

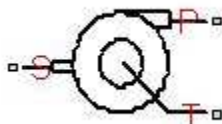


Obr. 6.4 Značka regulačního, rotačního čerpadla s kompenzací na konst. tlak.

Připojení P označuje tlakovou větev, T větev odpadní a S slouží k připojení motoru, který nám bude příslušné čerpadlo pohánět. Navíc má čerpadlo zpětnou vazbu z tlakové větve, díky které můžeme regulovat čerpadlo na konstantní tlak.

Máme možnost nastavovat maximální geometrický objem (maximum displacement), průtokovou účinnost (volumetric efficiency), celkovou účinnost (total efficiency), jmenovitý tlak (nominal pressure), jmenovité otáčky (nominal angular velocity) a jmenovitou kinematickou viskozitu (nominal kinematic viscosity)

### 6.2.3 Odstředivé čerpadlo (Centrifugal Pump)



Obr. 6.5 Značka odstředivého čerpadla.

Způsob připojení bloku je podobné jako v předchozích případech. Připojení P označuje tlakovou větev, T větev odpadní a S slouží k připojení motoru, který nám bude příslušné čerpadlo pohánět.

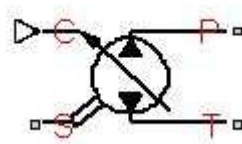
Je možno nastavovat parametry modelu (model parameterization), jenž můžeme zadat aproximačním polynomem, dvěmi 1D charakteristikami nebo dvěmi 2D charakteristikami.

Při nastavení modelu pomocí aproximačního polynomu, zadáváme čtyři aproximační koeficienty, opravný součinitel (correction factor), průtok čerpadla (pump design delivery), doporučené otáčky (reference angular velocity), měrná hmotnost kapaliny (reference density), mechanické ztráty (mechanical losses power).

U modelu s dvěmi 1D charakteristikami nastavujeme doporučené otáčky (reference angular velocity), měrnou hmotnost kapaliny (reference density). Pro  $\Delta p$ -Q charakteristiku, formou vektoru, vypisujeme hodnoty zvlášť pro tlakovou ztrátu na čerpadle  $\Delta p$  a průtok dodávaný čerpadlem Q. Pro N-Q charakteristiku, formou vektoru, vypisujeme hodnoty zvlášť pro užitečný výkon N a průtok dodávaný čerpadlem Q.

Přepnutím na poslední model s dvěmi 2D charakteristikami nastavujeme ty samé veličiny s tím rozdílem, že do každého grafu přibudou hodnoty otáček.

#### 6.2.4 Regulační, reversační, rotační čerpadlo (Variable-Displacement Pump)



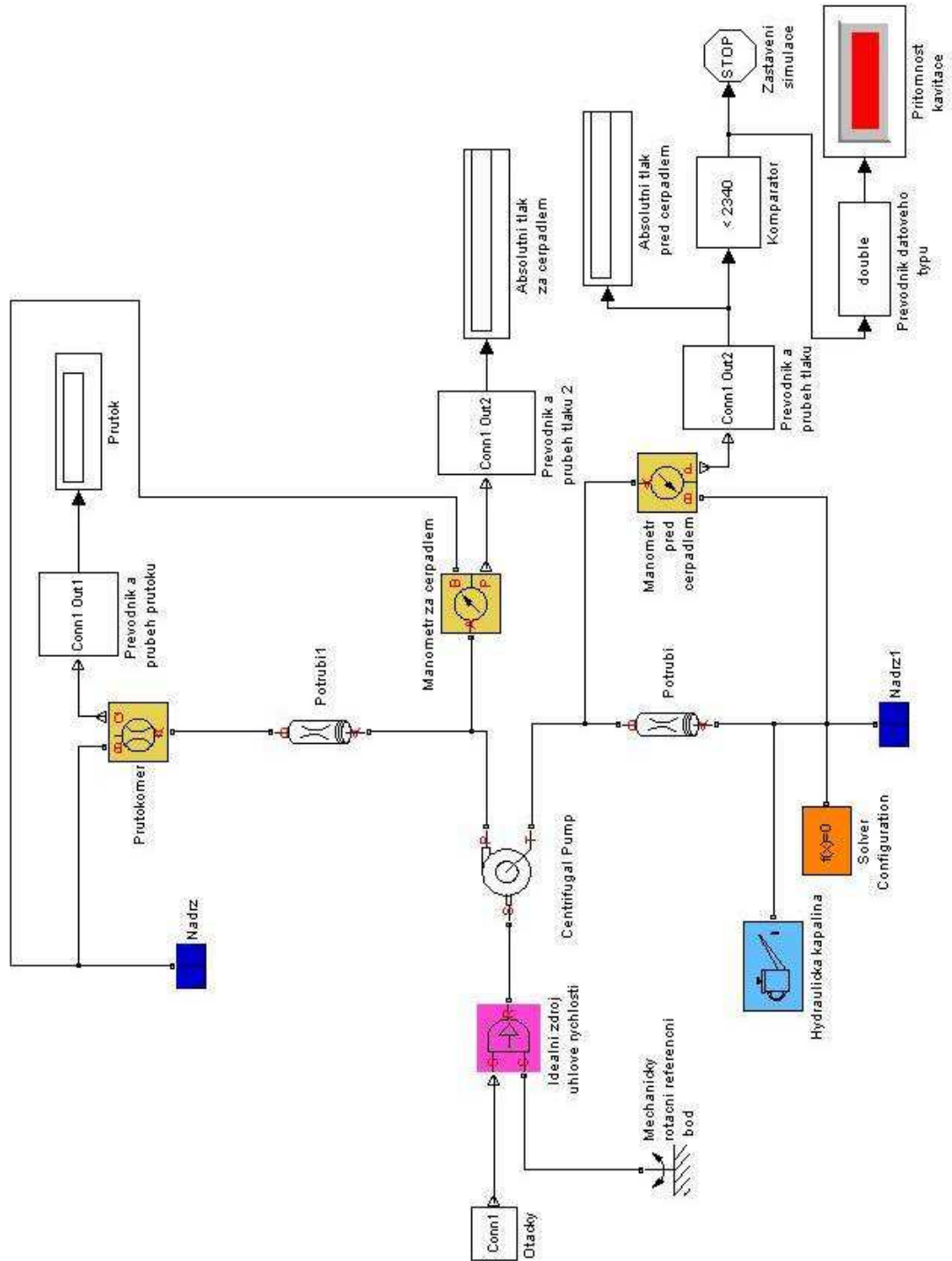
Obr. 6.6 Značka regulačního, reversačního, rotačního čerpadla.

Připojení P označuje tlakovou větev, T větev odpadní. Pokud provedeme reversaci, tyto větve se navzájem prohodí. Připojení S slouží k připojení motoru, který nám bude příslušné čerpadlo pohánět. Připojení C slouží k nastavení geometrického objemu čerpadla.

Při tomto druhu čerpadla je možno nastavovat maximální geometrický objem (maximum displacement), průtokovou účinnost (maximum stroke), objemovou účinnost (volumetric efficiency), celkovou účinnost (total efficiency), jmenovitý tlak (nominal pressure), jmenovité otáčky (nominal angular velocity) a jmenovitou kinematickou viskozitu (nominal kinematic viscosity)

## 7 Simulace sací výšky

Obvod se skládá ze dvou nádrží, spodní a horní. Voda je čerpána ze spodní nádrže do nádrže horní. Ze spodní nádrže vede sací potrubí do čerpadla, před které je navíc zapojen manometr. Za čerpadlem je opět zapojen manometr a výtlačným potrubím ve voda vedena do horní nádrže.[10]



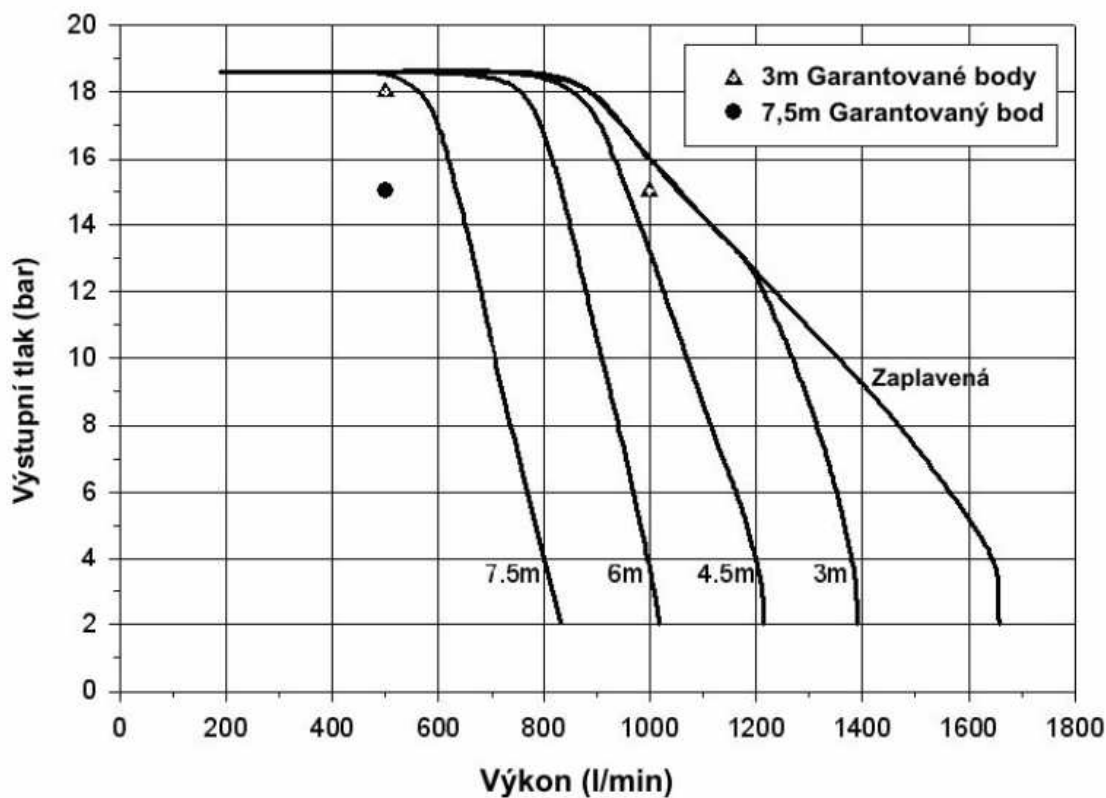
Obr. 7.1 Schéma obvodu pro simulaci sací výšky.

Pro simulaci jsem použil odstředivé čerpadlo. Obvod je ošetřen signalizačním světlem pro přítomnost kavitace a také funkcí automatického vypnutí simulace.



Obr. 7.2 Hasičské čerpadlo Waterous E 603.

Jediné použitelné informace ohledně čerpadla použitého pro simulaci byly maximální otáčky  $n_{MAX} = 5500 [\text{min}^{-1}]$ , průtok při těchto otáčkách  $Q = 1390 [\text{l} \cdot \text{min}^{-1}]$  a maximální výkon čerpadla  $P_{MAX} = 48 [\text{kW}]$ . Pro zadání bloku odstředivého čerpadla jsem použil charakteristiku (obr. 7.3). a tabulku (tab. 7.1). Ostatní parametry byly zvoleny odhadem praktickým zhodnocením.



Obr. 7.3 Výškově nastavitelné potrubí. [10]

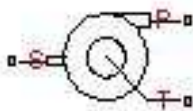
Q [l/min]	p <sub>ZA ČERP.</sub> [Mpa]
1390	0,2
1320	0,8
1280	1
1000	1,5
800	1,85
500	1,8

Tab. 7.1 Hodnoty tlaku na výstupu z čerpadla při různých průtocích.

Veškeré informace ohledně nastavení parametrů odstředivého čerpadla je popsáno v literatuře [1] .

### Odstředivé čerpadlo

Odstředivé čerpadlo (obr. 7.4) lze použít v závislosti na datech z katalogových listů výrobce nebo experimentálním zjištěním průtokové a výkonové charakteristiky.



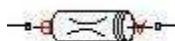
Obr. 7.4 Odstředivé čerpadlo.

Připojení T a P odpovídá hydraulickému vstupnímu a výstupnímu kanálu. Připojení S použijeme jako mechanický točivý port přes vstupní hřídel hydrogenerátoru.

Odstředivé čerpadlo bylo v simulaci pouze testováno a parametry jeho nastavení nebylo úplně přesné. Veškeré informace ohledně nastavení parametrů odstředivého čerpadla je popsáno v literatuře viz. [BOJKO, M., KOZUBKOVÁ, M., RAUTOVÁ, J.: *Základy hydromechaniky a zásobování hasiv*. SPBI Ostrava, 2008.]

### Potrubí

Výškově nastavitelné potrubí (obr. 7.5) lze použít v situacích, kdy potřebujeme například vstupní konec potrubí v nádrži a výstupní konec potrubí o pár metrů výše. Potrubí do výpočtu automaticky započítává hydrostatický tlak.



Obr. 7.5 Výškově nastavitelné potrubí.

Blokové připojení A a B odpovídá hydraulickému vstupnímu a výstupnímu kanálu.

V dialogovém okně můžeme zadat tyto parametry:

## 1. Základní parametry (Basic parameters)

### **Průtočný průřez** (Pipe cross section type)

Tento parametr má dvě hodnoty a to jsou, že potrubí je kruhového nebo nekruhového průřezu. Pokud je kruhového průřezu, zadáváme pouze průměr potrubí. V opačném případě je zapotřebí zadat hydraulický průměr a průřez potrubí.

### **Průměr potrubí** (Internal diameter)

Vnitřní průměr potrubí. Tento parametr se nastavuje pouze v případě kruhového průřezu.

### **Tvarový součinitel** (Geometrical shape factor)

Tento parametr se používá pro výpočet třecího součinitele při laminárním proudění a závisí na tvaru průřezu potrubí. Pro nekruhový průřez je nutno nastavit součinitel na hodnotu 56 pro čtverec, 96 pro soustředný prstenec, 62 pro pravoúhlý čtyřúhelník s poměrem stran 2:1. Pro potrubí s kruhovým průřezem je nastavena hodnota 64.

### **Délka potrubí** (Pipe length)

Zde se zadává délka potrubí.

### **Souhrn místních odporů na ekvivalentní délce potrubí** (Aggregate equivalent length of local resistances)

Tento parametr představuje celkovou ekvivalentní délku všech místních odporů v potrubí působících. Můžeme počítat s tlakovými ztrátami díky místním ztrátám, které vznikají záhyby, spoji, armaturami, vstupními a výstupními ztrátami a tak dále.

### **Drsnost vnitřního povrchu potrubí** (Internal surface roughness height)

Výška nerovností na vnitřním povrchu potrubí. Parametr je převážně uváděn v katalogových listech výrobce. Předvolená hodnota je  $1,5e^{-5}$  [m], jenž odpovídá drsnosti tažených trubek.

**Horní hranice laminárního proudění (Laminar flow upper margin)**

Specifikuje Reynoldsovo číslo, při kterém se laminární proudění přechází do proudění turbulentního. Matematicky to je maximální hodnota Reynoldsova čísla, která patří do laminárního proudění. Přednastavená hodnota je 2000.

**Spodní hranice turbulentního proudění (Turbulent flow lower margin)**

Specifikuje Reynoldsovo číslo, kterém plně náleží do proudění turbulentního. Matematicky to je minimální hodnota Reynoldsova čísla, která patří do turbulentního proudění. Přednastavená hodnota je 4000.

**2. Vertikální pozice (Vertical position)****Vertikální pozice vstupu potrubí (Port A elevation wrt reference plane)**

Tato hodnota specifikuje vertikální pozici vstupu potrubí vztaženou k referenční rovině. Přednastavená hodnota je 0.

**Vertikální pozice výstupu potrubí (Port B elevation wrt reference plane)**

Tato hodnota specifikuje vertikální pozici výstupu potrubí vztaženou k referenční rovině. Přednastavená hodnota je 0.

Kapalinou je voda o teplotě 20[°C] a při této teplotě je tlak nasycených par 2340 [Pa]. Tabulka pro hodnoty tlaku nasycených par pro ostatní teploty je uvedena v příloze

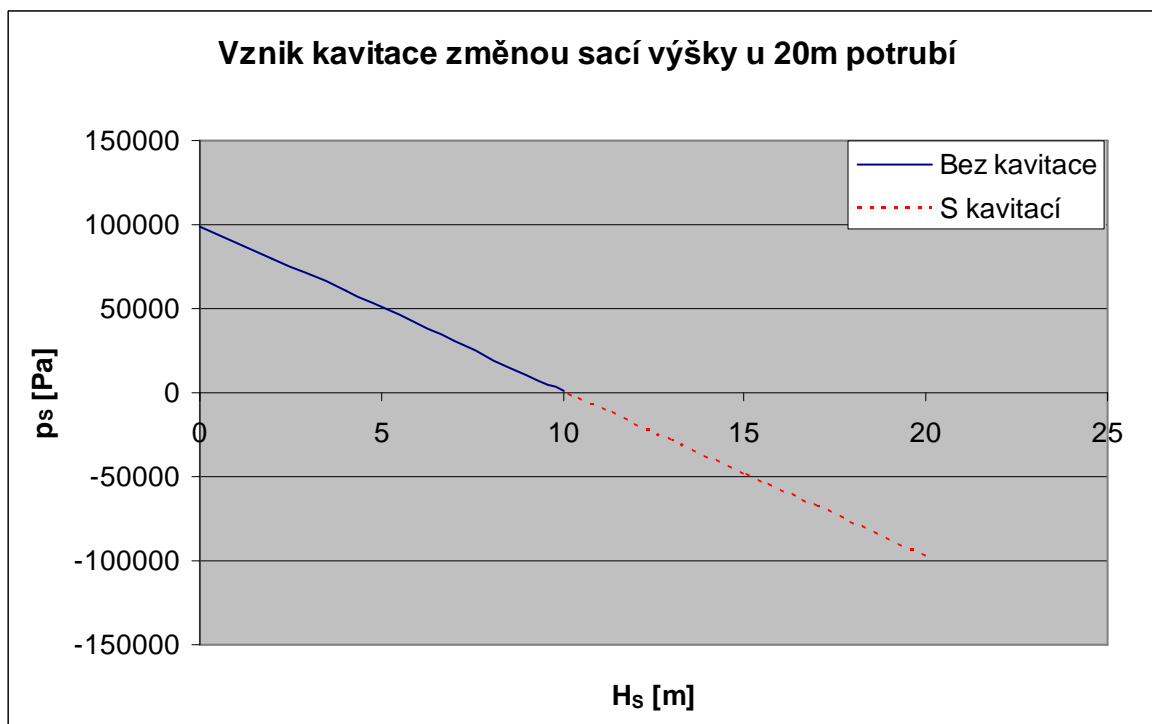


## 7.1 Výsledky simulace

V tabulce (tab. 7.2) jsou zobrazeny výsledky simulace vzniku kavitace na sacím potrubí délek 20, 15 a 10 [m] průměru 0,15 [m]. Byl měřen tlak na sání čerpadla  $p_s$  a průtok systémem  $Q$ . Vstupní port potrubí A byl konstantně nastaven na nulovou hodnotu a výstupní port B potrubí byl postupně navyšován a tím byla zvětšována sací výška. To se významně projevovalo na tlaku u sání čerpadla, kde se začala projevovat kavitace, jenž je v tabulce vyznačena oranžovou barvou. Přítomnost kavitace je vyznačena i v grafu (obr. 7.6).

$\omega$ [rad.s <sup>-1</sup> ]	$d_{\text{potrubí}}$ [m]	$l_{\text{potrubí}}$ [m]	$H_s$ [m]	$p_s$ [Pa]	$Q$ [l.min <sup>-1</sup> ]
576	0,15	20	20	-96264	1391
576	0,15	20	19	-86490	1394
576	0,15	20	17	-66960	1401
576	0,15	20	15	-47390	1408
576	0,15	20	13	-27840	1415
576	0,15	20	10	1485	1425
576	0,15	20	9	11260	1428
576	0,15	20	7	30809	1435
576	0,15	20	4	60133	1445
576	0,15	20	2	79683	1452
576	0,15	20	0	99232	1459
$\omega$ [rad.s <sup>-1</sup> ]	$d_{\text{potrubí}}$ [m]	$l_{\text{potrubí}}$ [m]	$H_s$ [m]	$p_s$ [Pa]	$Q$ [l.min <sup>-1</sup> ]
576	0,15	15	15	-46923	1408
576	0,15	15	13	-27370	1415
576	0,15	15	11	-7816	1422
576	0,15	15	10	1961	1425
576	0,15	15	9	11738	1428
576	0,15	15	8	21515	1432
576	0,15	15	6	41069	1439
576	0,15	15	4	60622	1445
576	0,15	15	0	99730	1459
$\omega$ [rad.s <sup>-1</sup> ]	$d_{\text{potrubí}}$ [m]	$l_{\text{potrubí}}$ [m]	$H_s$ [m]	$p_s$ [Pa]	$Q$ [l.min <sup>-1</sup> ]
576	0,15	10	10	2438	1425
576	0,15	10	9	12217	1429
576	0,15	10	7	31775	1435
576	0,15	10	5	51333	1442
576	0,15	10	3	70891	1449
576	0,15	10	1	90449	1456
576	0,15	10	0	100228	1459

Tab. 7.2 Simulované hodnoty pro různé sací výšky čerpadla.



Obr. 7.6 Vznik kavitace.

## 8 Kavitace v hydraulickém obvodu

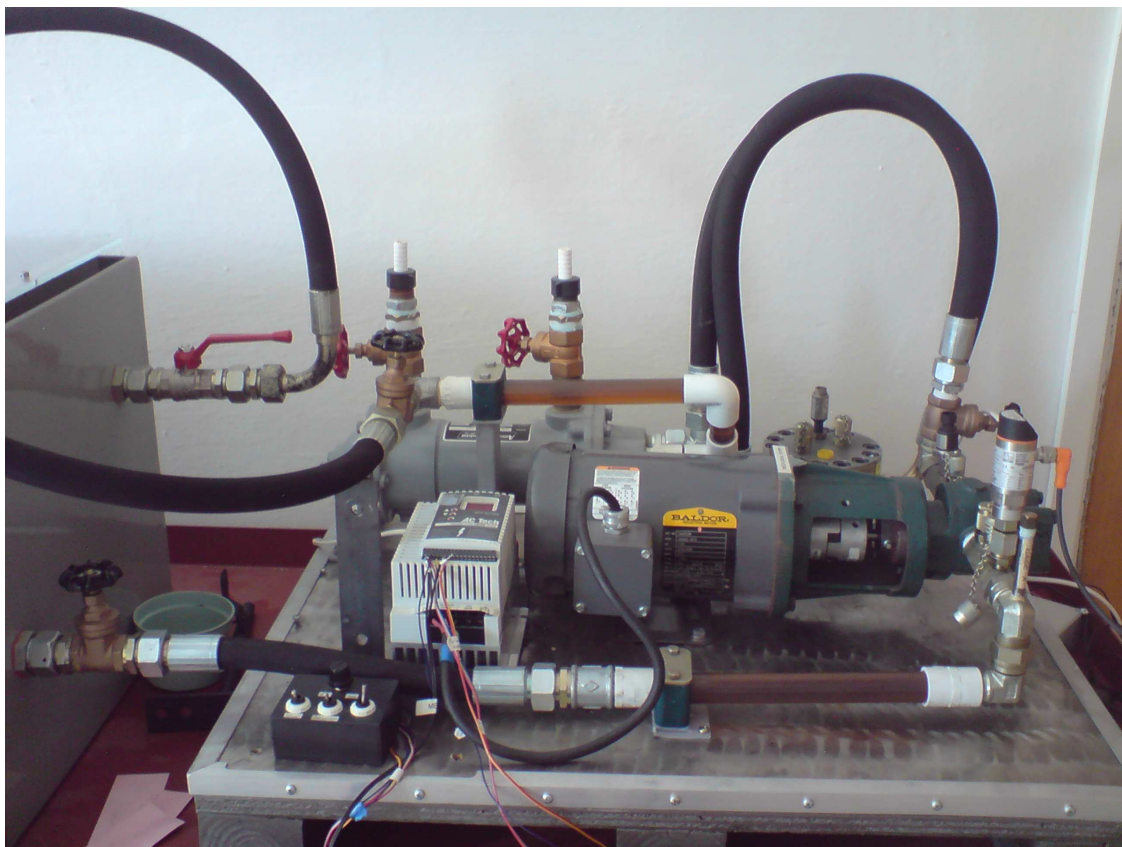
### 8.1 Úvod

Kavitace je nepříznivý jev, který může vést až k úplné destrukci některých částí hydraulického systému. Jedná se o velmi složitý proces. Za určitých podmínek vznikají v proudící kapalině dutiny, které mohou být vyplněny parami proudící kapaliny nebo plynem, nejčastěji vzduchem. K tomuto dochází nejčastěji za sníženého tlaku a svou roli zde hraje i teplota pracovní kapaliny. Právě nejčastějším místem vzniku dutin je sací potrubí, dále pak to mohou být clony, hrany řídicích prvků a podobně. U hydraulických strojů pracujících s vodou či vodními emulzemi jsou dutiny vyplněny vodní párou a v těchto případech je vznik kavitace podmíněn poklesem tlaku kapaliny pod tlak nasycených par. U olejů, či jiných pracovních kapalin, dochází v místech se sníženým tlakem k vylučování vzduchový rozpuštěného vzduchu a dutiny jsou tedy tvořeny převážně vzduchem. V těchto případech hovoříme o nepravé kavitaci neboli aeraci.

Laboratorní měření a vyhodnocování jsou nutné pro správný návrh hydraulického obvodu, tak aby se kavitaci dokázalo předejít a tím se i dala prodloužit životnost prvků v obvodu.

## 8.2 Popis měřeného obvodu

Měřený hydraulický obvod se skládá z nádrže (N) o objemu 60 litrů, která je naplněna hydraulickým olejem VG46. Ze dvou úseků potrubí (T), které je vyrobeno z plexi a je průhledné z důvodu pozorování kavitace. Ostatní vedení je tvořeno litinovými tvarovkami, krátkými potrubími a hydraulickými hadicemi (H), jenž slouží jako pružný přechod ve výškových rozdílech a v připojení průtokoměru. Dále jsou v obvodu tři šoupátkové ventily (ŠV) a jeden kulový kohout (KK). Zubový hydrogenerátor (HG) je poháněn elektromotorem (EM), který je řízen frekvenčním měničem (FM). Před a za hydrogenerátorem jsou přípojky minimess (MM) pro připojení čidel pro měření tlaku. Za čerpadlem je připojen průtokoměr (P) a dále pak je do obvodu vřazen chladič (CH), pro případ, že by bylo nutno kapalinu chladit. Způsob zapojení viz. výkres v příloze D.



Obr. 8.1 Obvod pro měření kavitace. [5]

Funkční stránka obvodu je zajištěna plynulým nasáváním hydraulického oleje z nádrže hydrogenerátorem, který vhání hydraulickou kapalinu do systému, jenž je tvořen, již výše uvedenými prvky.

### Specifikace prvků:

- **Nádrž (N)**

**Objem nádrže:** 60 [dm<sup>3</sup>], **Výrobce:** Argo Hytos s.r.o.

- **Potrubí (T)**

**Průměr:** 35 [mm], **Materiál:** Plexi

- **Hadice (H)**

**Průměr:** 35 [mm]

- **Elektromotor (EM)**

**Model:** CM3538, **Výrobce:** Baldor, **Napětí/proud:** 230 [V] / 2 [A],

**Účinnost:** 74%

- **Šoupátkový ventil (ŠV)**

**Světlost:** 35mm, **Výrobce:** LDR China

- **Kulový kohout (KK)**

**Světlost:** 35mm, **Výrobce:** Comfort

- **Hydrogenerátor (HG)**

- **Frekvenční měnič (FM)**

**Výrobce:** AC Tech

- **Přípojky minimess (MM)**

- **Průtokoměr (P)**

**Typ:** Zubový, **Výrobce:** Hydrotechnik, **Max. průtok:** 70 [l.min<sup>-1</sup>],

**Max. tlak:** 400 [bar]

- **Chladič (CH)**

**Výrobce:** Američan industrial, **Model:** AB-701-B4-FP 1003

- **Čidla (Č)**

**Typ:** tlakové, **Výrobce:** Hydrotechnik, **Proud:** (4 až 20) [mA],

**Tlak:** (-1 až 6) [bar]

**Typ:** průtokové, **Výrobce:** Hydrotechnik, **Tlak max.:** 400 [bar],

**Průtok:** (0,7 až 70) [l.min<sup>-1</sup>]

- **Měřicí přístroj (M)**

**Model:** MultiSystem 5050, **Výrobce:** Hydrotechnik

Popisy i s obrázky jsou přiloženy v příloze A.

### 8.3 Laboratorní měření

Před spuštěním obvodu jsem zkontroloval jestli jsou všechny ventily plně otevřeny, čidla řádně zašroubována do přípojek minimess a jestli jsou všechny kanály přístroje Multi-Systém 5050 nastaveny na správný měřicí rozsah. Na frekvenčním měniči jsem nastavil frekvenci 21,1[Hz] což odpovídá otáčkám elektromotoru  $n_M = 21,1[s^{-1}]$ . Krouticí moment je dále převáděn přes zubovou spojku na zubový hydrogenerátor. Pak jsem začal přivírat šoupátkový ventil na začátku sacího potrubí a po každém pootočení ventilu jsem zapsal naměřené hodnoty do tabulky a sledoval, jestli dochází ke vzniku kavitace. Přivíráním šoupátkového ventilu na sání obvodu se zvětšuje odpor na sacím potrubí.

Šoupátkový ventil na sacím potrubí neměnil hodnoty v obvodu ani při stavu tří plných pootočení ventilu, teprve o pootočení o více jak tři otáčky se hodnoty v obvodu začaly měnit. Již při pootočení o tři otáčky a 150[°] se začala vyskytovat kavitace na sacím potrubí a dalším přivíráním ventilu se kavitace rozvíjela.

Hodnoty naměřené a zapsané do tabulky pro tlak před a za čerpadlem jsou hodnoty relativní.

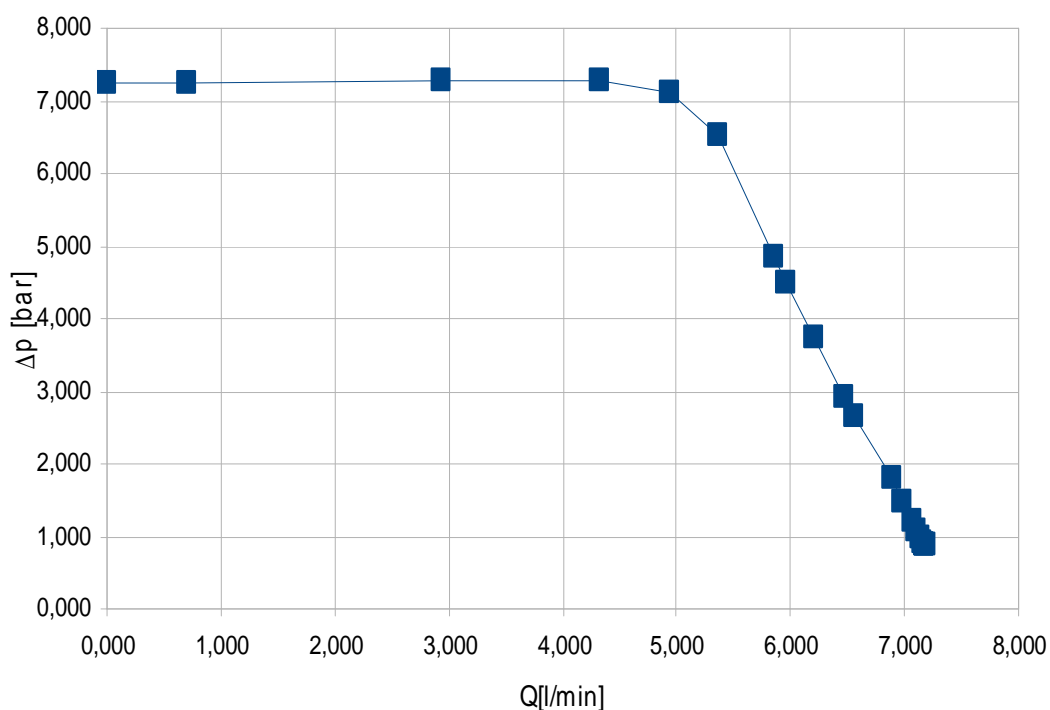
	Otočení ventilu [°]	$n[s^{-1}]$	$p_{před\ c}[bar]$	$P_{za\ c}[bar]$	$\Delta p[bar]$	$Q[l/min]$
	1080	21,1	-0,121	0,962	1,083	7,17
Počátek kavitace	1230	21,1	-0,642	0,92	1,562	6,941
	1350	21,1	-0,723	0,883	1,606	6,834
	1360	21,1	-0,857	0,64	1,497	6,301
	1380	21,1	-0,902	0,473	1,375	5,72
	1395	21,1	-0,959	0,107	1,066	3,972
	1405	21,1	-1,054	0,046	1,1	0

Tab. 8.1 Tabulka naměřených hodnot.

## 8.4 Vytvoření hydraulického obvodu v programu Matlab-Simulink(SimHydraulics)

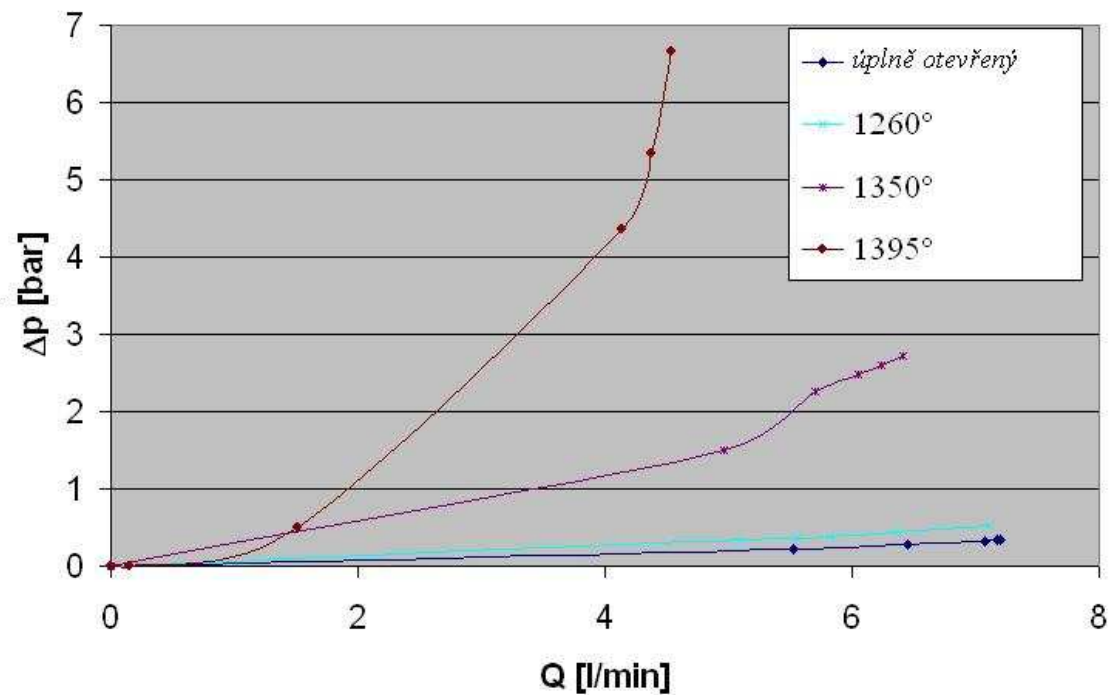
Kvůli nastavení příslušných hodnot a parametrů prvků v tomto programu jsem musel proměřit charakteristiku čerpadla a charakteristiku ventilu, kterým jsem simuloval odpor na sacím potrubí.

Charakteristiku čerpadla jsem proměřil připojením čidel tlaku před a za čerpadlo a následně za čerpadlem ještě měřil zubovým průtokoměrem průtok. Uzavíral jsem kulový kohout na konci obvodu, před vstupem zpět do nádrže a opět z měřícího přístroje Multi-System 5050 odečítal hodnoty pro každou polohu ventilu a zapsal do tabulky.



Obr. 8.2 Charakteristika zubového čerpadla

Charakteristiku šoupátkového ventilu jsem odměřil na ventilu řazeném za čerpadlem. Jelikož nebylo možno obvod rozebrat a proměřit prvek zvlášť, byla to podle mého nejlepší varianta, jak charakteristiku proměřit. Čidla jsem zapojil za čerpadlo, pro tlak před ventilem a pak jsem měřil zubovým průtokoměrem průtok a na průtokoměr, jsem připojil i čidlo pro měření tlaku za ventilem. Ovšem charakteristika ventilu bude ovlivněna chybou, jelikož před ventilem bylo koleno a za ventilem k průtokoměru vedla 0,5[m] dlouhá hadice.



Obr 8.3  $\Delta p$ - $Q$  charakteristika šoupátkového ventilu.

Měření jsem prováděl pro 4 nastavení měřeného šoupátkového ventilu a pro každé toto nastavení jsem opět na konci hydraulického obvodu, přivíral kulový kohout a na měřicím přístroji Multi-Systém 5050 odečítal hodnoty a zapisoval je do tabulek.

Pro každé nastavení šoupátkového ventilu bylo zapotřebí zjistit průtočnou plochu ventilu, kvůli nastavení bloku ventilu pro simulaci.

Použil jsem pro výpočet vzorec pro průtok škrtícím ventilem (8.1), jenž jsem získal v programu Matlab-Simulink(SimHydraulics) z nabídky Help u šoupátkového ventilu.

$$Q_{\text{šv}} = C_D \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (8.1)$$

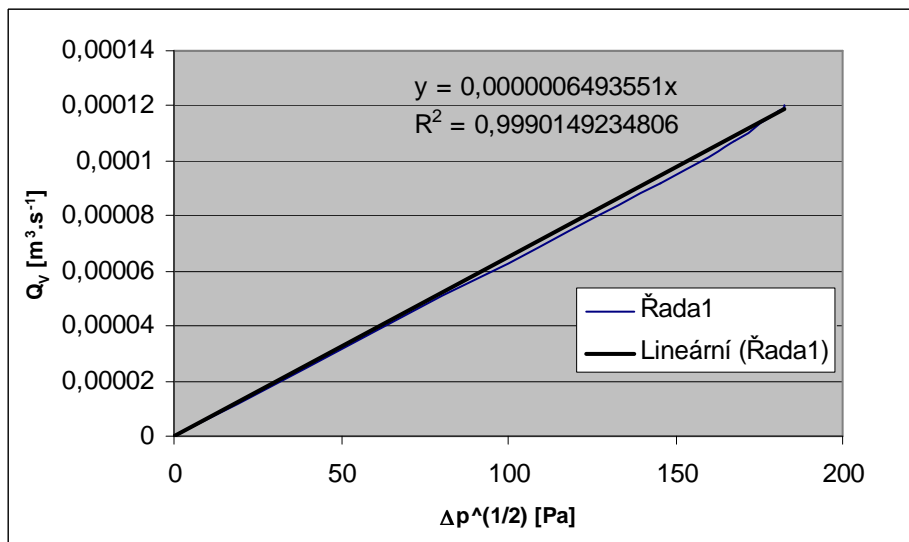
Kde  $Q_{\text{šv}}$  je průtok škrtícím ventilem,  $C_D$  je průtokový součinitel,  $A$  je průtočná plocha ventilu,  $\Delta p$  je tlakový spád na ventilu a  $\rho$  je měrná hmotnost kapaliny. Ze světlosti ventilu jsem si podle vzorce (8.2) vypočetl průtočnou plochu při plně otevřeném ventilu.

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (8.2)$$

Průtočná plocha mi vyšla pro světlost ventilu 35[mm]  $S = 9,62 \cdot 10^{-4} [\text{m}^2]$ . Upravil jsem si vzorec (8.1) na tvar (8.3).

$$Q_{sv} = K_1 \cdot \sqrt{\Delta p}, \quad \text{kde} \quad K_1 = C_D \cdot A \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (8.3)$$

Vytvořil jsem si tuto charakteristiku (obr. 8.4) a pomocí regrese určil konstantu  $K_1$ .



Obr. 8.4 Charakteristika s regresní křivkou pro určení konstanty  $K_1$ . [5]

Po získání této konstanty jsem jí zpětně dosadil do vzorce pro  $K_1$  a ze vzorce (8.4) jsem vyjádřil průtokový součinitel  $C_D$ .

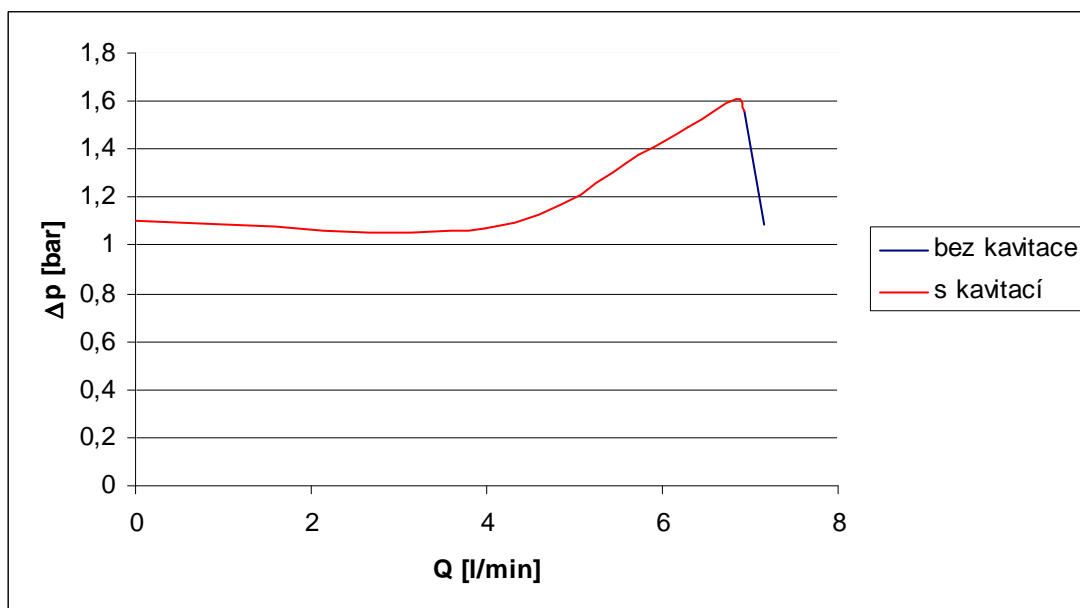
$$C_D = \frac{K_1}{A \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}} \quad (8.4)$$

Průtokový součinitel  $C_D$  vyšel 0,0142 a díky tomu, že průtokový součinitel zůstává konstantní ve všech polohách otevření ventilu, mohu spočítat průtočné plochy pro další postupné přivírání ventilu. Opět pro další polohu otevření vytvořím regresní křivku, dostanu konstantu  $K_2$  a podle vzorce (8.5) spočítám průtočnou plochu ventilu.



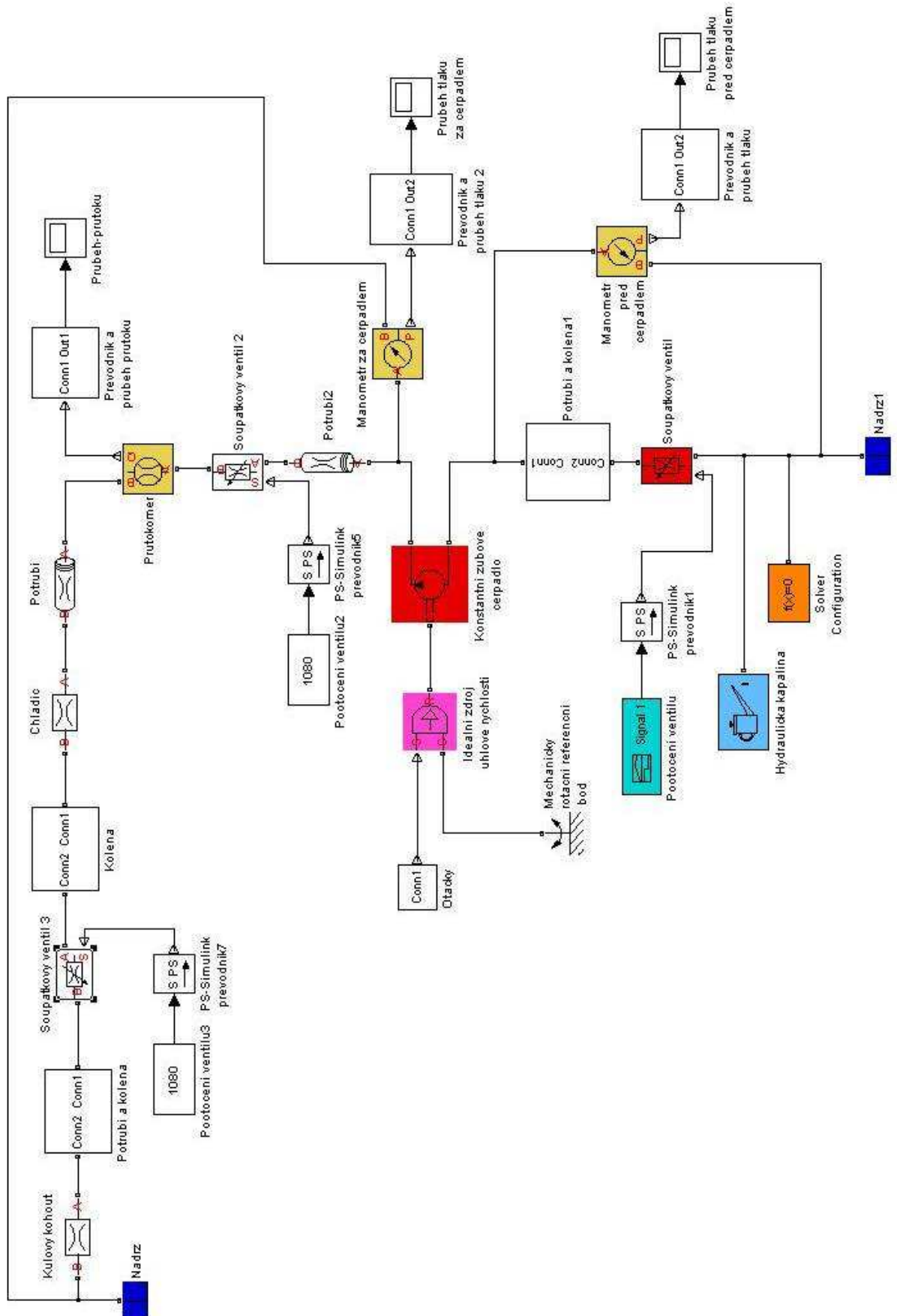
$$A = \frac{K_1}{C_D \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}} \quad (8.5)$$

Pak pro příslušný vektor otevření ventilu [ 1080 1230 1350 1360 1380 1395 1405 ] dostanu i vektor průtočných ploch [ 0 1,47e-4 3,04e-4 7,41e-4 8,84e-4 9,3e-4 9,62e-4 ]. Tyto hodnoty jsem pak zapsal do nastavení ventilu v programu Matlab-Simulink(SimHydraulics).



Obr. 8.5 Průběh kavitace v obvodě při přivírání ventilu.

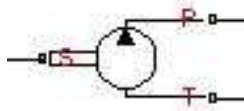
## 8.5 Popis použitých prvků v programu Matlab-Simulink(SimHydraulics)



Obr. 8.6 Blokové schéma simulovaného obvodu.

### Neregulační hydrogenerátor

Hlavními parametry tohoto bloku (obr. 8.7) jsou objemová a celková účinnost, tlak a úhlová rychlost. Tyto parametry jsou zjistitelné z katalogových listů výrobce daného hydrogenerátoru, který tento blok zastupuje. Připojení T a P odpovídá hydraulickému vstupnímu a výstupnímu kanálu. Připojení S znázorňuje ovládání zdroje tlaku.



Obr. 8.7 Neregulační hydrogenerátor.

#### **Geometrický objem** (Pump displacement)

Z průtokové charakteristiky čerpadla zjistíme maximální průtok čerpadla a přepočteme na průtok za jednu otáčku oběžného kola. Hodnotu geometrického objemu nastavíme na  $5,68\text{e-}6 \text{ [m}^3\text{]}$ .

#### **Objemová účinnost** (Volumetric efficiency)

Jelikož neznáme objemovou účinnost čerpadla, ponecháme předem nastavenou hodnotu a poté podle výsledků simulace velikost účinnosti upravíme.

#### **Celková účinnost** (Total efficiency)

Jelikož výrobce neudává celkovou účinnost čerpadla, zvolíme účinnost pro zubová čerpadla 0,75.

#### **Jmenovitý tlak** (Nominal pressure)

Dle průtokové charakteristiky zubového čerpadla přepíšeme předem nastavenou hodnotu tlaku na 10 [bar].

#### **Jmenovitá úhlová rychlost** (Nominal angular velocity)

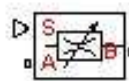
Při experimentálním měření jsme měli otáčky čerpadla nastavené na hodnotu  $21,1 \text{ [s}^{-1}\text{]}$ .

**Jmenovitá kinematická viskozita** (Nominal kinematic viscosity)

Obecně nastavenou hodnotu přepíšeme na hodnotu  $120,2 \text{ [mm}^2\cdot\text{s}^{-1}\text{]}$  pro olej VG46 a teplotu  $20[^\circ\text{C}]$ .

Šoupátkový ventil

Šoupátkový ventil (obr. 8.8) lze použít v závislosti na datech z katalogových listů výrobce nebo experimentálním zjištěním z  $\Delta p - Q$  charakteristiky ventilu.



Obr. 8.8 Šoupátkový ventil.

Blokové připojení A a B odpovídá hydraulickému vstupnímu a výstupnímu kanálu. Připojením S můžeme řídit otevírání a zavírání ventilu.

V dialogovém okně si lze vybrat tři druhy parametrizace:

**1. Maximální průtočná plocha a otevření** (By maximum area and opening)

Můžeme experimentálně nebo v závislosti na dostupných datech editovat hodnoty pro maximální průtočnou plochu ventilu a maximální otevření ventilu .

**Maximální průtočná plocha** (Orifice maximum area)

Zde zadáváme hodnotu maximální průtočné plochy, kterou je možno získat z katalogových listů výrobce nebo ji můžeme vypočítat.

**Maximální otevření ventilu** (Orifice maximum opening)

Specifikuje maximální otevření ventilu. Přepíšeme implicitní nastavenou hodnotu na  $1080 \text{ [m]}$ .

**Orientace otevření** (Orifice orientation)**Výtokový součinitel** (Flow discharge coefficient)

Poloempirický parametr pro charakterizaci ventilu. Je závislý na geometrických vlastnostech ventilu. U ventilů lze jej zjistit z katalogových listů výrobce. V našem

případě, kdy používáme ruční uzavírací ventil, kde výrobce neudává výtokový součinitel, ponecháme implicitně nastavenou hodnotu 0,7.

#### **Počáteční otevření (Initial opening)**

Parametr určuje počáteční otevření ventilu. Jelikož potřebujeme, aby byl ventil v jedné z poloh plně otevřen a v druhé uzavřen, ponecháme implicitně nastavenou hodnotu 0.

#### **Kritické Reynoldsovo číslo (Critical Reynolds number)**

Jedná se o maximální hodnotu Reynoldsova čísla pro laminární proudění. Předpokládá se přechod z laminárního proudění na turbulentní při této hodnotě. Hodnota závisí na geometrických vlastnostech ventilu. Ponecháme implicitně nastavenou hodnotu 12.

#### **Lekáž (Leakage area)**

Specifikuje celkovou plochu z eventuálních netěsných spojů při plně uzavřeném ventilu. Ponecháme implicitně nastavenou hodnotu  $1e-12$ .

### **2. Závislostí průtočné plochy na otevření (By area vs. opening table)**

Zde zadáváme otevření ventilu formou vektoru a k němu odpovídající bude i vektor průtočných ploch, ke každému otevření ventilu.

#### **Otevření ventilu (Tabulated orifice openings)**

Zde jsem vypsál formou vektoru hodnoty od příslušného zavření ventilu  $1405[^\circ]$  až do hodnoty  $1080[^\circ]$ .

#### **Průtočná plocha (Tabulated orifice area)**

Pro každou hodnotu ve vektoru pro otevření ventilu, je zde hodnota průtočné plochy a opět jsou zapsány ve formě vektoru. Počet průtočných ploch musí odpovídat počtu otevření ventilu.

#### **Interpolační metoda (Interpolation Method)**

Interpolace nám slouží k nalezení přibližné hodnoty funkce v nějakém intervalu, je-li její hodnota známa jen v některých jiných bodech tohoto intervalu. Používá se v případě,

že hodnoty funkce v určitých bodech intervalu jsou buďto uvedeny v tabulce, anebo získány měřením.

Můžeme vybrat ze tří interpolačních metod:

- a) **Lineární** (Linear)
- b) **Kubická** (Kubic)
- c) **Křivková** (Spline)

#### **Extrapolací metoda** (Extrapolation Method)

Extrapolace nám slouží k nalezení přibližné hodnoty funkce *mimo* interval známých hodnot, což je méně spolehlivé.

Další parametry, které se nastavují jsou stejné jak u předchozí parametrizace.

### **3. Charakteristikou $\Delta p-Q$** (By pressure-flow characteristic)

Zde potřebujeme opět vektor otevření ventilu, k němu příslušný vektor tlakový spádů na ventilu a dvojrozměrný vektor, tedy matici, ve které budou zapsány průtoky. Podle počtu otevření bude mít matice počet řádků a podle počtu tlakových spádů bude mít matice sloupců.

#### **Interpolací metoda výpočtu** (Interpolation Method)

Interpolací metoda pracuje na stejném principu jako v předchozí parametrizaci.

#### **Extrapolací metoda** (Extrapolation Method)

Extrapolací metoda pracuje na stejném principu jako v předchozí parametrizaci.

#### **Orientace otevření** (Orifice orientation)

#### **Počáteční otevření** (Initial opening)

Parametr určuje počáteční otevření ventilu. Jelikož potřebujeme, aby byl ventil v jedné z poloh plně otevřen a v druhé uzavřen, ponecháme implicitně nastavenou hodnotu 0.

## 8.6 Nastavení numerických parametrů simulace

Než spustíme simulaci je třeba v okně předvoleb výpočtu nastavit typ výpočtu, který pro simulaci bude použit. Je zde volba pro výpočet s požadovaným časovým krokem nebo krokem proměnným. Pro simulaci jsem použil výpočet s proměnným časovým krokem, kde velikost časového kroku je určena automaticky programem Matlab-Simulink(SimHydraulics). Pro řešitele jsem použil typ ode15s. Typ ode15s je proměnný řešitel pracující na principu diferenciálních rovnicích s proměnným časovým krokem. Funkci výpočtu a ostatní předdefinované hodnoty jsem nechal v původním nastavení.

## 8.7 Start a průběh simulace

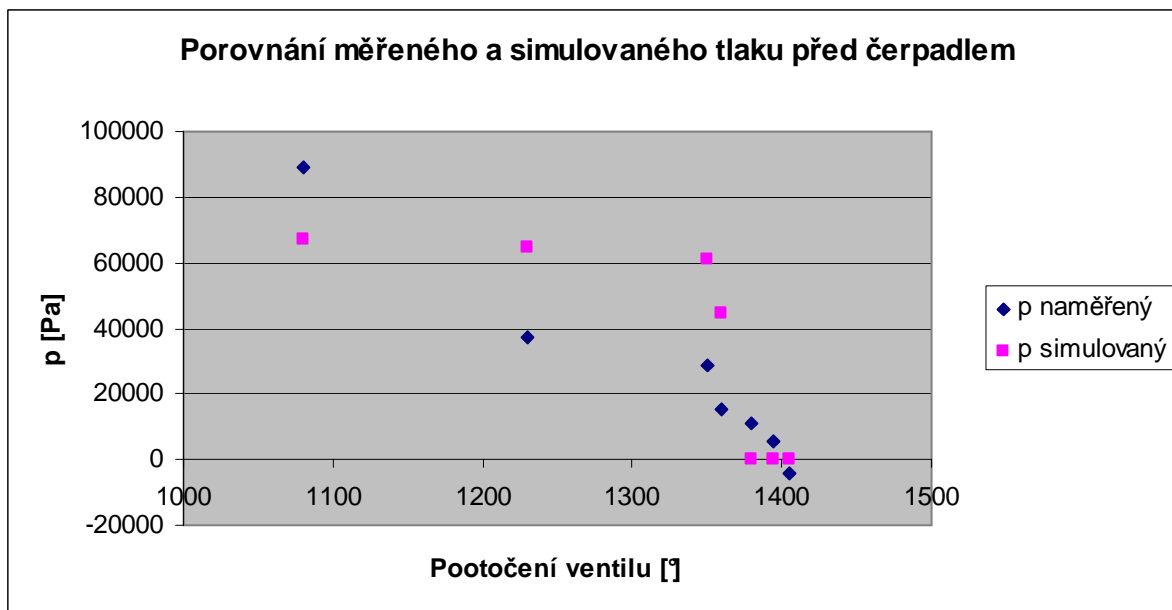
Simulaci jsem prováděl ve dvou provedeních. První verze je čistě jen pro dvě náhodně zvolená otevření ventilu s dobou simulace 1 sekundy a druhá verze již pro otevření ventilu používá zdroj signálu SB, ve kterém je nastaven průběh otevření a simulace trvá 10 sekund. Po spuštění simulace tlačítkem START SIMULATION. Průběh trvání simulace zobrazuje časový ukazatel na dolní liště. Výsledky simulace se uložily do pracovní plochy Matlabu a pro rychlé vyhodnocení výsledků simulace, můžeme zobrazit v pracovním prostředí programu SimHydraulics pomocí bloku graf nebo display, jenž zobrazí hodnotu.

První variantou je manuální nastavení šoupátkového ventilu na určitou hodnotu otevření. Pro velký rozměr obvodu a pro lepší čitelnost je obvod zobrazen v příloze C. Pro porovnání hodnot naměřených a hodnot simulovaných jsem zvolil dvě hodnoty a to plně otevřeno a napůl zavřeno. Hodnoty ze simulace jsou ale silně ovlivněny chybou nadefinování ventilu a z toho další chyby, jako zjištění průtokového součinitele výpočtem. Hodnoty simulované se tedy lišily v řádech 10000 [Pa] od hodnot naměřených.

	Měření	Simulace	Měření	Simulace
	$p_{\text{před čerp}} [\text{Pa}]$	$p_{\text{před čerp}} [\text{Pa}]$	$Q_v [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$	$Q_v [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
plně otevřen	89225	67170	1,195E-04	1,193E-04
napůl uzavřen	15625	44290	1,050E-04	1,192E-04

Tab. 8.2 Porovnání naměřených a simulovaných hodnot.

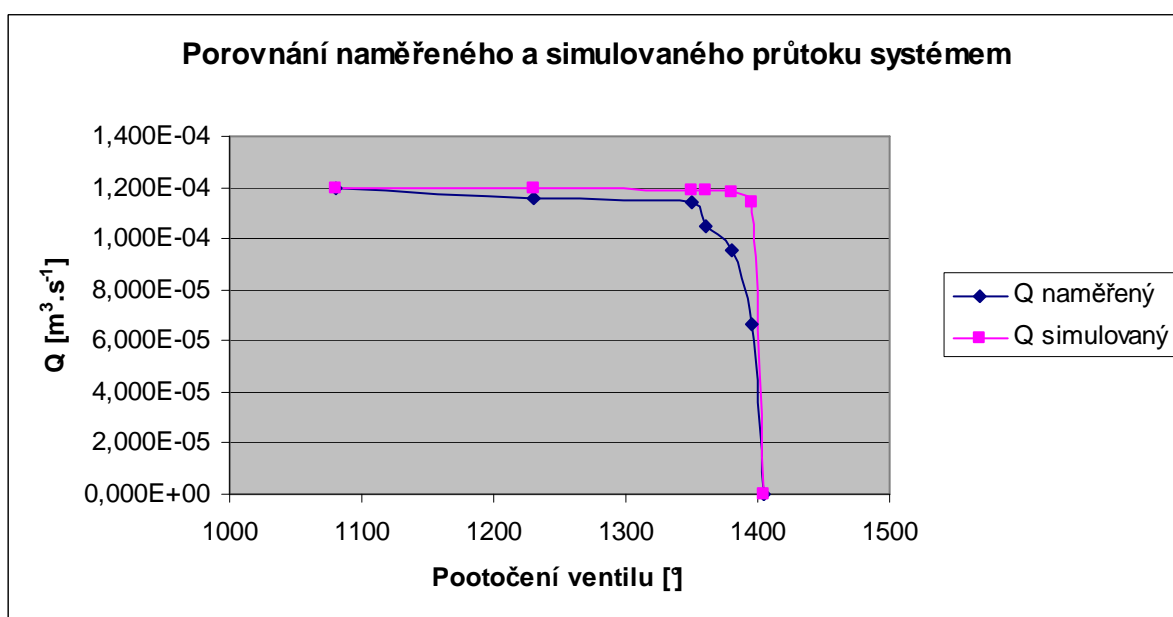
Na obrázku (obr. 8.9) je vidět srovnání tlaku před čerpadlem naměřeným se simulovaným.



Obr. 8.9 Porovnání měřeného a simulovaného tlaku před čerpadlem.

V grafu jsou vidět velké odchylky od hodnot naměřených, vše je způsobeno ne přesným specifikováním prvků. Jak už bylo zmíněno hydrogenerátor dodaný spolu s obvodem neměl žádné štítkové hodnoty a nebyl k němu ani katalogový list. Hydrogenerátor byl ale proměřen a byla určena charakteristika motoru, z které pak plynulo nastavení některých hodnot bloku hydrogenerátoru.

Obrázek (obr. 8.10) ukazuje srovnání mezi průtokem systému naměřeným a simulovaným.



Obr. 8.10 Porovnání měřeného a simulovaného průtoku systémem.



Druhou variantou je automatické přivírání ventilu pomocí bloku Signal builder, v kterém je nastaveno přivírání ventilu od úplného otevření do úplného zavření. Blokové schéma obvodu je opět přiloženo v přílohách.

## **9. Komplexní řešení odstranění kavitace**

Kavitace je ovlivňována mnoha parametry jak bylo popsáno v teoretické části (kapitola 4). Abychom mohli kavitaci z obvodu odstranit musíme vědět neboli lokalizovat, kde kavitace vzniká. Poté po důkladném prozkoumání místa vzniku, či místa kde se kavitace projevuje zjistíme proč kavitace vzniká. Při čerpání kapaliny čerpadlem s velkou sací výškou je možné, že kavitace vznikne z důvodu příliš dlouhého potrubí nebo spíše velkého výškového rozdílu mezi vstupem sacího potrubí a saní čerpadla. Zde máme na výběr buď zvolit výkonnější čerpadlo a nebo pokud to jde snížit sací výšku.

Další způsob jak zabránit kavitaci v obvodu je odstranění všech ostrých hran nebo odporů, díky kterým může kavitace vzniknout a s kterými se hydraulická kapalina může dostat do styku.

Také je možno ošetřit hydraulickou kapalinu proti kavitačními přísadami, jako jsou přísady proti pění. Používají se hlavně tam, kde kapalina nemá dostatek času se uklidnit v nádrži.

## 10. Závěr

V první úloze simulování sací výšky bylo použito čerpadlo odstředivé, jenž bylo zadáno pomocí dostupných parametrů od výrobce a ostatní nutné parametry z důvodu nedostupnosti čerpadla, byly zadány odhadem, praktickým zhodnocením. Pro simulaci bylo použito potrubí o délce 20, 15 a 10 metrů, jenž se postupně nastavovalo do různých sacích výšek. Po nastavení parametrů a spuštění obvodu vycházel průtok podle hodnoty katalogové a to  $1390 \text{ [l.min}^{-1}\text{]}$ . Kavitate se postupně vytrácela snižováním sací výšky a délky sacího potrubí. Změna tlaku byla možná i změnou průměru potrubí, ale změna nebyla až tak rapidní. Zmenšením průměru klesal tlak na sání čerpadla více pod tlak nasycených par, kavitace byla intenzivnější a naopak zvětšením průměru kavitace ustupovala.

V druhé úloze bylo na hydraulickém obvodu (kapitola 8) byl měřen tlak před a za čerpadlem a průtok systémem. Klasickým postupem při získávání informací o obvodu je, že každý prvek v obvodu se jednotlivě proměří, získají se důležité charakteristiky pro nastavení parametrů nutných pro simulaci a pak se obvod složí. V našem případě byl obvod již sestaven a nebylo možno jej rozebrat. To zanáší do simulace chybu, která se projevila v porovnání s hodnotami z laboratorního měření. Přípojky minimess byly připojeny pouze před a za čerpadlem. Charakteristika šoupátkového ventilu byla proměřena na ventilu za čerpadlem, kde byla možnost jeho charakteristiku proměřit. Šoupátkový ventil na vstupu sacího potrubí vykazoval velké známky necitlivosti hlavně v úvodní části přivírání kdy hodnoty tlaků a průtoku začaly na přivírání reagovat teprve až od třetí otáčky pootočení ventilu. Pro simulaci jsem použil čerpadlo zubové neregulační, u kterého je nutné znát geometrický objem čerpadla, který jsem spočetl na základě změřených dat.

## 10. Seznam použité literatury

- [1] BOJKO, M., KOZUBKOVÁ, M., RAUTOVÁ, J.: *Základy hydromechaniky a zásobování hasivý*. SPBI Ostrava, 2008. 198s. ISBN 978–80 –7385 – 033 –3 .
- [2] návod k programu Matlab R2009b – Simulink(SimHydraulics)
- [3] BLÁHA, J., BRADA, K. *Čerpadla*. ČVUT v Praze, 1972. 181s.
- [4] DVOŘÁK, L.: *Vlastnosti tekutin [online]*. January 2010 [ cit. 2010-1-7]. HTML format. Available from World Wide Web:  
<URL: <http://www.338.vsb.cz/>>
- [5] KOIVULA, T.: *On cavitation in fluid power [online]*. March 2010 [ cit. 2010-3-1]. HTML format. Available from World Wide Web:  
<URL: <http://www.ewp.rpi.edu/>>
- [6] WIKIPEDIE OTEVŘENÁ ENCIKLOPEDIE. *Voda [online]*. November 2009 [ cit. 2010-1-11]. HTML format. Available from World Wide Web: <URL: <http://cs.wikipedia.org/>>
- [7] PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy. Kapaliny v hydraulických mechanismech, hydrostatické převodníky*. Díl 1. Ostrava. VŠB-TUO Ostrava, 1999. 158s. ISBN 80–7078 –620 – 5.
- [8] Český instalatér. *Co znamená veličina NPSH pro oběhová čerpadla?[online]*. November 2009 [ cit. 2009-11-1]. HTML format. Available from World Wide Web: <URL: <http://www.tzb-info.cz/>>
- [9] GRUNDFOS. *NPSH [online]*. January 2010 [ cit. 2010-1-3]. HTML format. Available from World Wide Web: <URL: <http://cbs.grundfos.com/>>
- [10] POŽÁRY. *Vysokotlaké čerpadlo Waterous E603 [online]*. May 2010 [ cit. 2010-5-3]. HTML format. Available from World Wide Web:<URL:<http://www.pozary.cz/>>

## **11. Seznam příloh**

Příloha A - Specifikace prvků hydraulického obvodu

Příloha B - Tabulka naměřených hodnot a hodnot ze simulace.

Příloha C - Blokové schéma s ručním nastavováním ŠV

Příloha D - Výkres hydraulického obvodu

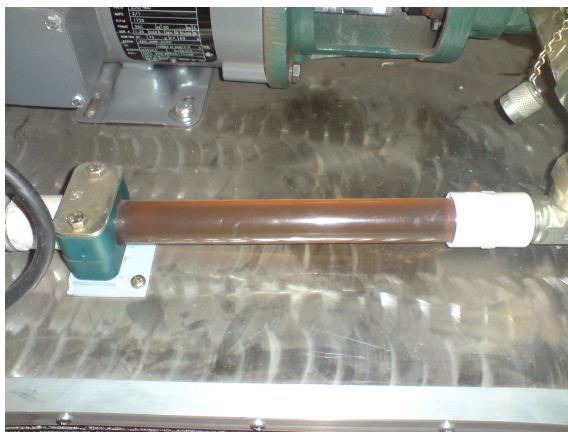
## Příloha A

- **Nádrž (N)** - Objem nádrže: 60 [dm<sup>3</sup>], Výrobce: Argo Hytos s.r.o.



*Obr. 1.0 Nádrž.*

- **Potrubí (T)** - Průměr: 35 [mm], Materiál: Plexi



*Obr. 1.1 Plexi potrubí.*

- **Hadice (H)** - Průměr: 35 [mm]



*Obr. 1.2 Hydraulická hadice.*



- **Hydrogenerátor (HG)** - Geometrický objem:  $V_G = 5.68e-6 \text{ [m}^3\text{]}$



*Obr. 1.6 Hydrogenerátor.*

- **Frekvenční měnič (FM)** - Výrobce: AC Tech



*Obr. 1.7 Frekvenční měnič.*

- **Přípojky minimess (MM)**



*Obr. 1.8 Přípojka minimess.*

- **Průtokoměr (P)** - **Typ:** Zubový, **Výrobce:** Hydrotechnik,  
**Max. průtok:** 70 [l.min<sup>-1</sup>], **Max. tlak:** 400 [bar]



Obr. 1.9 Průtokoměr.

- **Chladič (CH)** - **Výrobce:** Američan industrial, **Model:** AB-701-B4-FP  
1003



Obr. 1.10 Chladič.

- **Čidla (Č)** - **Typ:** tlakové, **Výrobce:** Hydrotechnik, **Proud:** (4 až 20) [mA], **Tlak:** (-1 až 6) [bar]  
**Typ:** průtokové, **Výrobce:** Hydrotechnik,  
**Tlak max.:** 400 [bar], **Průtok:** (0,7 až 70) [l.min<sup>-1</sup>]

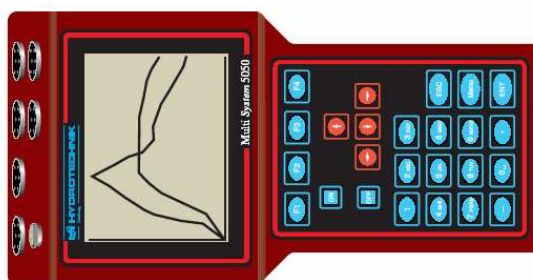


Obr. 1.11 Čidlo.



- **Měřicí přístroj (M) - Model:** Multi-Systém 5050,

**Výrobce:** Hydrotechnik



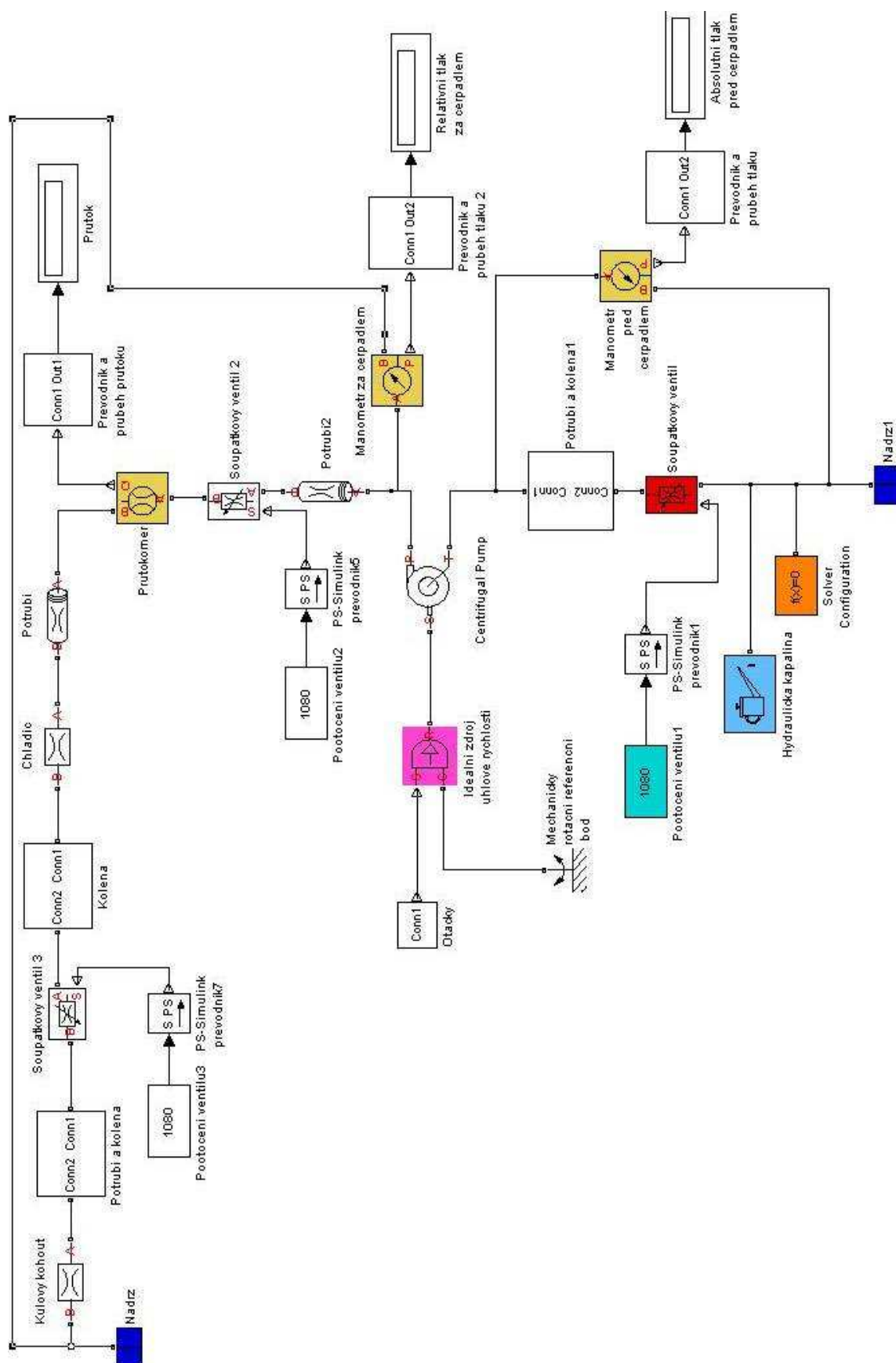
Obr. 1.12 Multi-Systém 5050.

## Příloha B

Otevření ventilu	Měření	Simulace	Měření	Simulace
[°]	$p_{\text{před čerp}} [\text{Pa}]$	$p_{\text{před čerp}} [\text{Pa}]$	$Q_v [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$	$Q_v [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
1080	67170	89225	0,0001193	0,0001195
1230	64830	37125	0,0001193	0,0001157
1350	61010	29025	0,0001192	0,0001139
1360	44290	15625	0,0001192	0,0001050
1380	0	11125	0,0001180	0,0000953
1395	0	5425	0,0001140	0,0000662
1405	0	-4075	0,0000000	0,0000000

Tab 1.0 Naměřené a simulované hodnoty.

## Příloha C



Obr. 1.0 Blokové schéma simulovaného obvodu s manuální nastavování ŠV.